



ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS EM ARRANJO

João Pedro de Alencar Costa

**Projeto de Graduação II
Engenharia Mecânica**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE
TURBINAS HIDROCINÉTICAS EM ARRANJO**

João Pedro de Alencar Costa

Orientador: Taygoara Felamingo de Oliveira, Dr. Univ (ENM/ UnB)

PROJETO DE GRADUAÇÃO II

PUBLICAÇÃO: ENM.DM - 11 / 2018

BRASÍLIA/DF: 10 de dezembro de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE
TURBINAS HIDROCINÉTICAS EM ARRANJO**

João Pedro de Alencar Costa

**PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNI-
VERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARCIAIS
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA.**

APROVADA POR:

**Taygoara Felamingo de Oliveira, Dr. Univ (ENM/ UnB)
(Orientador)**

**Antônio Cesar Pinho Brasil Jr., Dr. (ENM/ UnB)
(Examinador 1)**

**Vinicius de Sousa de Britto, MsC. (ENM/UnB)
(Examinador 2)**

BRASÍLIA/DF, 10 DE DEZEMBRO DE 2018.

FICHA CATALOGRÁFICA

Alencar, J. P.

ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE TURBINAS HIDROcinÉTICAS EM ARRANJO [Distrito Federal] 2018.

xvii, 84p. (ENM/FT/UnB, Graduação, Engenharia Mecânica, 2018.

Projeto de Graduação II - Universidade de Brasília.

Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

Palavras-chave:

1. Turbina

2. CFD

3. Simulação

4. Arranjo

I. ENM/FT/UnB

II. Graduação

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Alencar, J. P.(2018). ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE TURBINAS HIDRO-CINÉTICAS EM ARRANJO. Projeto de Graduação II, Publicação ENM.DM - 11 / 2018, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, xvii, 84p.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: João Pedro de Alencar Costa.

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO: ESTUDO HIDRODINÂMICO DO POSICIONAMENTO DE TURBINAS HIDROcinÉTICAS EM ARRANJO.

GRAU / ANO: GRADUAÇÃO / 2018

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

João Pedro de Alencar Costa

Meus agradecimentos vão para todos meus entes queridos, que me auxiliaram nesta jornada. Primeiramente, para os meus pais, Paulo e Marla, que sempre me acompanharam e apostaram no meu sucesso para vencer na vida. Além deles, a minha irmã Maria Paula, por quem tenho imenso carinho pela alegria que nos concede desde que nasceu. Mais adiante, devo agradecer também aos chefes dos dois estágios que me engajei, João Pires e Gabriel Pinto, pelos conhecimentos adquiridos pelo trabalho empenhado e eficiente. Logicamente, devo também à toda a equipe do LEA (Laboratório de Energia e Ambiente) da Universidade de Brasília pela oportunidade de eu mostrar todo o meu potencial neste trabalho. Por fim, mas não menos importante, não posso deixar de citar os meus amigos, que serviram de exemplo para esta trilha da vida.

Resumo

Este trabalho remete-se ao estudo hidrodinâmico de um arranjo triangular de turbinas hidrocínéticas, por meio de 2 frontais e uma traseira, equidistante destas. Este foi realizado por meio de simulações pelo método CFD (Computational Fluid Dynamics), utilizando o software comercial ANSYS CFX. O objetivo principal é quantificar o aumento de potência obtido na turbina traseira, comparando à extração de energia nas demais. Foram averiguados uma série de distâncias possíveis para a turbina traseira, buscando atingir um ponto ótimo, onde a sua geração seja maximizada.

Palavras-chaves: Turbina; CFD; Simulação; Arranjo.

Abstract

This project regards the hydrodynamical study of a triangular setup of hydrokinetic turbines. This arrangement was set by two on the front row, then the third one equally behind them. Work was managed by CFD simulations on ANSYS CFX (commercial software). The main goal was to quantify the power increase on last turbine while varying the gap until this. Thus, there were evaluated series of possible distances for the conclusion of the optimal configuration, in which the last turbine would generated its maximum power.

Key-words: Turbine, CFD, Simulation, Arrangement.

Sumário

1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
3	OBJETIVOS	10
3.1	Objetivo Geral	10
3.2	Objetivos Específicos	11
4	INTRODUÇÃO TEÓRICA	12
4.1	Equações Governantes de Escoamento	12
4.2	Conservação da Massa	12
4.3	Conservação de Momento Linear	13
4.4	Modelo de Turbulência $k - \omega$ /SST (<i>Shear Stress Transport</i>)	13
4.5	Erros Contidos nas Simulações Numéricas de Turbinas	15
4.6	Distância da Malha até a Superfície	15
4.7	Coeficiente de Potência	17
5	METODOLOGIA	19
5.1	Valores de Referência	19
5.2	Simulação de Uma Turbina	21
5.2.1	Estudo de Malha Numérica	22
5.2.2	Estudo de Domínio Computacional	28
5.3	Simulação de Três Turbinas	30
5.3.1	Convergência de Resultados conforme Malha Numérica	31
5.3.2	Convergência de Resultados conforme Domínio Computacional	33
5.4	Avaliação dos Efeitos de Posicionamento da Turbina Traseira	35
5.5	Curva $C_p - \lambda$ para o Arranjo Otimizado	38
6	RESULTADOS	40
6.1	Análise para 1 Turbina	40
6.2	Análise para o Arranjo Triangular	46

6.3	Análise do Comportamento Hidrodinâmico nos Fim, Meio e Raiz da Pá com base em L	50
6.3.1	Fim da Pá	52
6.3.2	Meio da Pá	54
6.3.3	Raiz da Pá	56
7	CONCLUSÃO	58
	REFERÊNCIAS	59

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Componentes de Turbina Hidrocinética, (TEIXEIRA, 2015)	3
Figura 1.2 – Turbina Hidrocinética HK-10, (BRITTO, 2017)	3
Figura 1.3 – Arranjo Linear de Turbinas, (BRASIL et al., 2016)	4
Figura 1.4 – Gráfico de Velocidade Jusante às Turbinas, (BRASIL et al., 2016)	4
Figura 1.5 – Esquema de Simulação Contendo variáveis W e L	5
Figura 3.1 – Esquema de Simulação Contendo Variáveis W e L	10
Figura 4.1 – Subregiões da Camada Limite Turbulenta	16
Figura 4.2 – Gráfico $u^+ - y^+$ (WILCOX, 2001)	17
Figura 5.1 – Malha na Vizinhança da Pá	22
Figura 5.2 – <i>Inflation</i> nas Pás	23
Figura 5.3 – Vista Frontal da Malha no Domínio Rotativo (1 Turbina)	23
Figura 5.4 – Refinamento de Arestas (1 Turbina)	24
Figura 5.5 – Cilindro de Influência para Refinamento de Esteira	24
Figura 5.6 – Vista Superior da Malha Numérica (1 Turbina)	26
Figura 5.7 – Exemplos de Variação de Malhas Adotadas (1 Turbina)	27
Figura 5.8 – Gráfico de Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (1 Turbina)	27
Figura 5.9 – Dimensões de Simulação (1 Turbina)	28
Figura 5.10–Configuração da Simulação (1 Turbina)	29
Figura 5.11–Dimensões Escolhidas para Simulação (1 Turbina)	30
Figura 5.12–Vista Superior da Malha Numérica (3 Turbinas)	31
Figura 5.13–Interseção dos Cilindros para Esteira de Vorticidade	32
Figura 5.14–Gráfico de Convergência de Resultados conforme Malha (3 Turbinas) . .	33
Figura 5.15–Vista Frontal dos Domínios para Simulação (3 Turbinas)	34
Figura 5.16–Configuração Frontal da Simulação (3 Turbinas)	35
Figura 5.17–Nomenclatura das Variáveis de Simulação de Arranjo Triangular	36
Figura 5.18–Gráfico $C_p - L$	38
Figura 5.19–Gráfico $C_p - \lambda$ para o Arranjo Otimizado	39
Figura 6.1 – Campo de Velocidade nas Proximidades da Pá (1 Turbina)	41
Figura 6.2 – Linhas de Corrente do Escoamento (1 Turbina)	42

Figura 6.3 – Campo de Velocidade (1 Turbina)	43
Figura 6.4 – Campo de Pressão ao Redor das Pás (1 Turbina)	44
Figura 6.5 – Linhas de Referência para as Tomadas de Velocidade e Pressão (1 Turbina)	45
Figura 6.6 – Variação da Velocidade ao Longo do Eixo Principal do Escoamento para as 3 Linhas de Medição (1 Turbina)	45
Figura 6.7 – Variação da Pressão ao Longo do Eixo Principal do Escoamento para as 3 Linhas de Medição (1 Turbina)	46
Figura 6.8 – Zonas de Comportamentos Distintos de C_p - L	47
Figura 6.9 – Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 2,27D$	48
Figura 6.10–Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 1,8D$	48
Figura 6.11–Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 0,6D$	49
Figura 6.12–Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 0D$	49
Figura 6.13–3 Linhas de Medição para o Arranjo Triangular	51
Figura 6.14–Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Fim)	52
Figura 6.15–Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Fim)	53
Figura 6.16–Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Meio)	54
Figura 6.17–Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Meio)	55
Figura 6.18–Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Raiz)	56
Figura 6.19–Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Raiz)	57

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Coeficientes de Potência das Turbinas no Arranjo Triangular (BRITTO, 2017)	5
Tabela 2 – Características da Malha realizada (BRITTO, 2017)	20
Tabela 3 – Características da Malha realizada por Brasil et al. (2016)	21
Tabela 4 – Resultados de C_p provenientes de Brasil et al. (2016) e Britto (2017) . .	21
Tabela 5 – Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (1 Turbina) . .	26
Tabela 6 – Convergência de Resultados conforme Arestas (Altura e Largura) do Domínio Estacionário (1 Turbina)	29
Tabela 7 – Convergência de Resultados conforme Comprimento do Domínio Estacionário (1 Turbina)	30
Tabela 8 – Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (3 Turbinas) .	33
Tabela 9 – Variação de Resultados conforme Aumento de Domínio Computacional (3 Turbinas)	35
Tabela 10 – Aumento de C_p conforme Distanciamento L	37
Tabela 11 – Dados de Análise de Rotação para Arranjo Otimizado	38

Lista de Abreviaturas e Siglas

CFD	Computational Fluid Dynamics
SST	Shear Stress Transport
$RANS$	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
BEM	Blade Element Momentum
P_{rel}	Pressão Relativa
λ	Tip Speed Ratio
C_p	Coeficiente de Potência
V_∞	Velocidade do Escoamento Não Perturbado
\vec{y}	Direção Principal do Escoamento (Eixo y)
L	Distanciamento entre as Turbinas Frontais e a Traseira
W	Espaçamento entre as Turbinas Frontais
ρ	Densidade do Fluido
D	Diâmetro da Turbina de Trabalho
A	Área Transversal da Turbina
\vec{u}	Vetor de Velocidade do Escoamento
μ	Viscosidade Dinâmica do Fluido
ν_t	Viscosidade Cinemática Turbulenta
ω	Velocidade Angular do Escoamento
y^+	Número de Reynolds na Superfície
P	Potência Extraída pela Turbina
n	Rotação da Turbina (rpm)

1 Contextualização

Um dos temas mais discutidos atualmente é a extração de energia por meio de fontes renováveis, haja vista a escassez de combustíveis renováveis e a crescente demanda energética global. De todas as fontes deste tipo, a hidrelétrica representa uma parcela significativa da produção mundial, cerca de 16% de toda a eletricidade gerada no planeta ([POTENCIAL...](#)).

O Brasil é mundialmente reconhecido pela alta geração de suas usinas hidrelétricas, com destaque para as maiores, Itaipu e Tucuruí, classificadas entre as dez maiores do mundo. Porém, este meio de extração energética apresenta desvantagens, pela necessária construção de grandes barragens, com riscos acentuados de alagamento às populações ribeirinhas e grande impacto nos biomas brasileiros. Logo, o grande desafio é buscar outros método de aproveitamento da energia dos rios, que provoque menor impacto na sociedade e no meio ambiente.

Com este contexto em mente, os engenheiros mecânicos seriam os principais guias destas inovações tecnológicas, buscando sempre a simplicidade, barateamento, e, principalmente, o aumento de eficiência das turbinas hidrocínéticas. Este último tópico seria o grande motivador deste projeto de graduação, no qual descorre-se sobre as simulações computacionais destas máquinas.

Assim, as turbinas hidrocínéticas surgem como solução para contornar tais dificuldades. Estas máquinas reaproveitam o potencial hidráulico de rios, sem alterar, contudo, o curso das águas. Além disso, podem ser inseridas em qualquer localidade do fluxo, dispensando grandiosas estruturas, como barragens ou reservatórios, bastando uma profundidade mínima de 1m e velocidade mínima de corrente de 1,5 m/s (site oficial da Iguaçu Energia).

A capacidade energética das turbinas depende das suas dimensões e condições de projeto. Exemplificando a aplicação de turbina horizontal típica, as pás de uma 1m de diâmetro podem gerar 5kW quando submetidas a rotações de 90 a 230 rpm (Smart Hydro Power, 2012). O departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília se mostrou bastante ativo quanto a projetos de turbinas hidrocínéticas, levando a trabalhos que datam de meados dos anos 80. Por consequência, surge a instalação de seu primeiro protótipo (Geração 1) no município de Correntina, Bahia. Seu potencial de geração gira em torno de 2kW([FARIA, 2017](#)).

Por consequência, uma turbina hidrocínética instalada isoladamente não torna possível o suprimento energético na maioria das comunidades. Com o funcionamento maximizado, de 3.000 kWh/mês, somente é possível o abastecimento de 4 apartamentos de 3 quartos para um bairro de classe média, de acordo com a Iguazu Energia, distribuidora elétrica capixaba cujos projetos de Pesquisa e Desenvolvimento (P & D) também se voltam às turbinas hidrocínéticas. Portanto, seu uso é frequentemente estabelecido jusante a grandes usinas hidrelétricas, como o caso do projeto Tucunaré (tendo participação significativa da Universidade de Brasília), no qual localizam-se posteriores a usina de Tucuruí, no Pará. Em outras palavras, este meio de geração energética pode ser interpretado como um complemento à extração energética em grande escala de usinas.

Haja vista o objetivo de efetuar-se um estudo hidrodinâmico de arranjos de turbinas, é fundamental a compreensão deste objeto de trabalho. As turbinas são máquinas de fluxo contínuo capazes de converter a energia cinética oriunda de um escoamento em torque para um eixo de potência por meio de pás em rotação. Para o caso de turbinas hidrocínéticas, o fluido de trabalho será a água. Outro tipo de especificação para estas geradoras é a orientação do eixo de saída, com referencial no escoamento. Neste aspecto, elas podem ser de eixo vertical (no qual o eixo de rotação está perpendicular ao escoamento) e o horizontal (no qual o eixo de rotação está paralelo ao escoamento) o qual será estudado neste projeto.

Por ser um gerador de energia com faixa de operação delimitada, nele, há uma variedade bastante grande de dispositivos, todos com diversas funções. Por exemplo, existem componentes responsáveis pela absorção de energia do fluido, assim como pelos controles de rotação e inclinação das pás. Deste modo, a máquina pode extrair potência do escoamento de maneira eficiente, de modo que seus limites operacionais sejam respeitados.

Os principais componentes que integram uma turbina hidrocínética são: pás, hub, mancais de rolamento, caixa multiplicadora, nacele, gerador e freio (Figura 1.1). Porém, neste trabalho, o enfoque está mais contido na estrutura do rotor - conjunto pás-hub. Nele, as pás adotam a função de serem empurradas pelo escoamento incidente, fazendo-as girar solidárias ao hub, acoplado ao eixo de potência, transmitindo torque ao gerador elétrico para que a eletricidade seja criada.

Portanto, estas máquinas de fluxo possuem grande aplicação na atualidade. Seu funcionamento se baseia na extração da energia cinética do escoamento por meio da rotação de pás acopladas num eixo. A turbina utilizada neste trabalho é nomeada como HK-10 (Figura 1.2), referindo-se ao projeto Hydro-k, outro trabalho com participação da Universidade de Brasília.

O projeto Hydro-k teve como objetivo principal a utilização destas turbinas em arranjos triangulares. Deste modo, um conjunto delas poderia reaproveitar ainda mais a velocidade oriunda das correntes de água. Sua geração varia de 10 até 100 kW nas condições de profundidade de 4 metros, além do fluxo incidente às pás ser de 1,2 m/s. Um dos grandes feitos deste tipo de turbina é a sua aplicabilidade, exigindo poucas condições

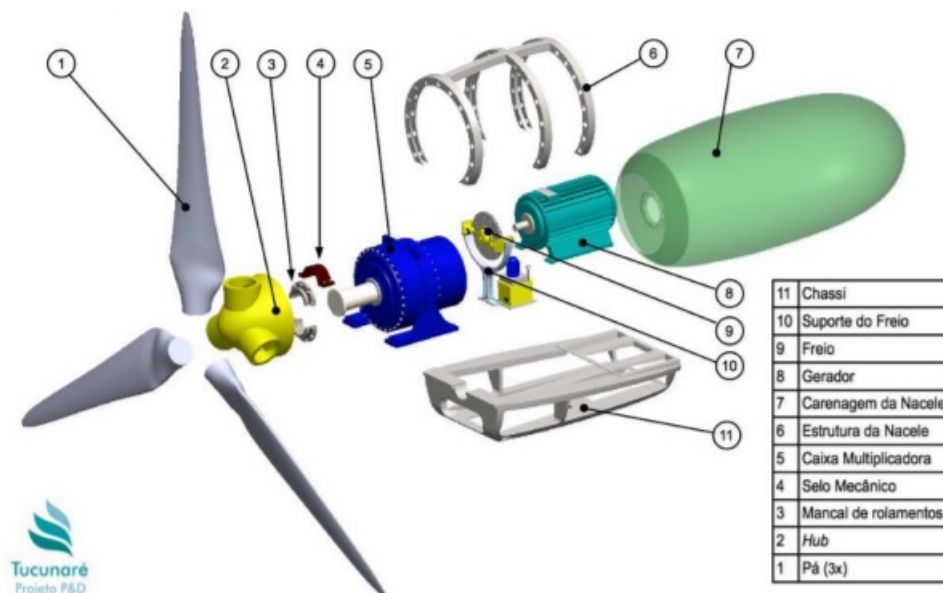


Figura 1.1 – Componentes de Turbina Hidrocinética, (TEIXEIRA, 2015)



Figura 1.2 – Turbina Hidrocinética HK-10, (BRITTO, 2017)

para sua inserção.

Brasil et al. (2016) estudou os efeitos do posicionamento de duas turbinas em arranjo linear no escoamento jusante a elas. Este artigo foi utilizado como uma referência para o presente estudo, pois suas conclusões foram os passos iniciais para o presente trabalho. Brasil et al. (2016) avalia a possibilidade de configurar arranjos lineares de turbinas em paralelo, buscando o perfil de escoamento mais estável para as turbinas seguintes. A figura 1.3 mostra o arranjo linear analisado.

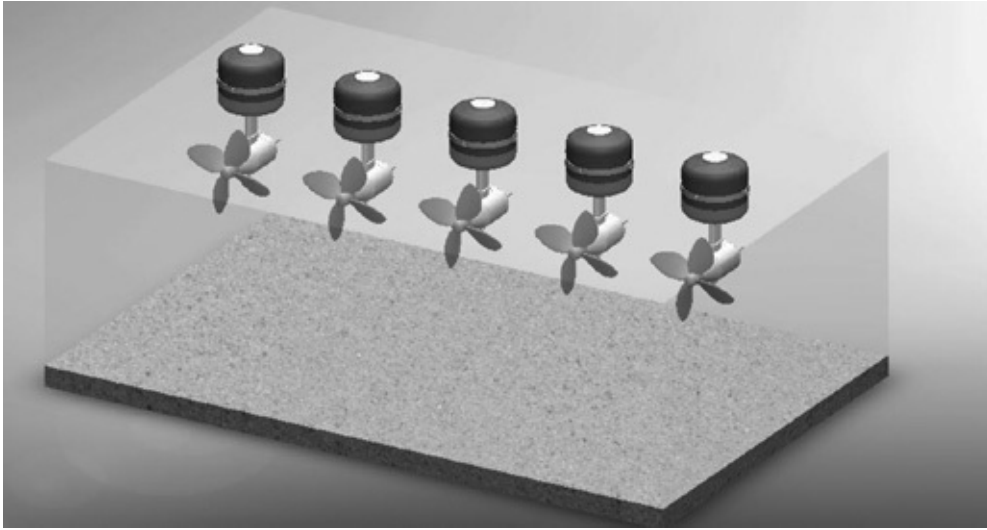


Figura 1.3 – Arranjo Linear de Turbinas, (BRASIL et al., 2016)

Porém, nota-se que, dependendo do espaçamento adotado nas duas turbinas frontais, o escoamento central continuava uniforme e sua magnitude média poderia ser aumentada em até 10%. Logo, poderia sinalizar uma extração de energia melhorada nas configurações de turbinas jusante ao primeiro arranjo linear. A figura 1.4 mostra as velocidades adimensionais ($\frac{U}{U_0}$) colhidas ao longo do eixo x de simetria formado pelos diferentes espaçamentos de turbinas, medidos em D (diâmetro delas), apresentados em Brasil et al. (2016).

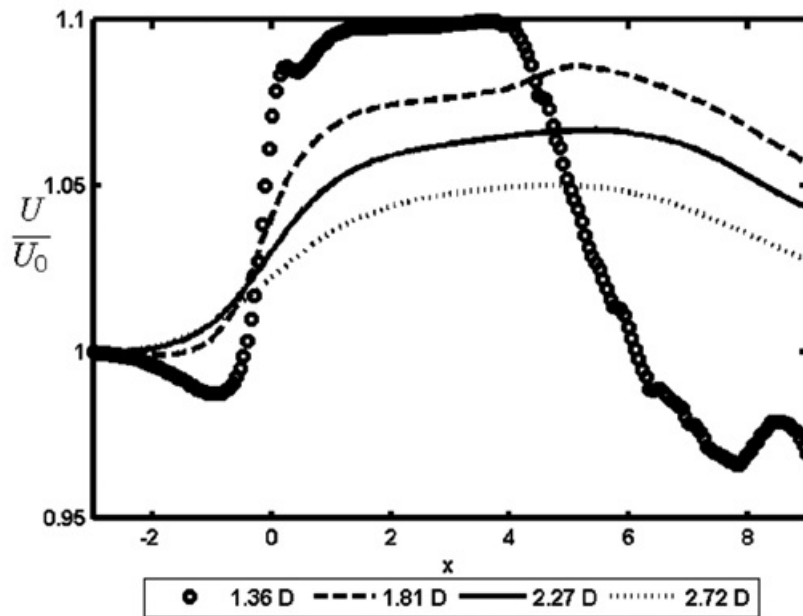


Figura 1.4 – Gráfico de Velocidade Jusante às Turbinas, (BRASIL et al., 2016)

Também foi elaborado um estudo voltado para as turbinas hidrocínéticas em arranjo. Um dos temas tratados em Britto (2017) foi a comparação de performance da turbina em três tipos de arranjo: unitário, em dupla e trio. Todas as suas análises foram realizadas com ANSYS CFX, software comercial, comum em projetos de engenharia.

As conclusões de Britto (2017) são baseadas nas variáveis necessárias para quantificação da performance de cada uma das três configurações: velocidade média e pressão nas pás, zona de esteira turbulenta, intensidade de turbulência, potências fornecida pelo escoamento e extraída na turbina jusante. A Tabela 1 comprova o aumento do Coeficiente de Potência ao comparar os resultados das turbinas frontais com a terceira, posterior às primeiras.

Tabela 1 – Coeficientes de Potência das Turbinas no Arranjo Triangular (BRITTO, 2017)

Arranjo Triangular	C_p (%)
Turbinas Frontais	36,3
Turbina Traseira	37,7

Associando BRASIL et al. (2016) com BRITTO (2017), o aumento de velocidade na região entre as turbinas acarretou no aumento do coeficiente de potência C_p . Esta conclusão gera discussões quanto a otimização de arranjos triangulares de turbinas, objetivando a maximização de geração energética por meio do posicionamento destas máquinas.

Logo, o Projeto de Graduação em vigor tem esta motivação para os avanços no estudo hidrodinâmico da configuração triangular de turbinas. O enfoque daquele está mais no Coeficiente de Potência da turbina traseira, servindo de base para quaisquer resultados obtidos neste trabalho.

Neste caso, serão acrescentadas mais 2 variáveis na situação: W (Espaçamento entre as Turbinas Frontais) e L (Distanciamento da Terceira Turbina com as Frontais). Para facilitar a visualização destas no contexto computacional, segue a Figura 3.1. Nela, pode-se notar como serão variadas as posições das turbinas no arranjo triangular.

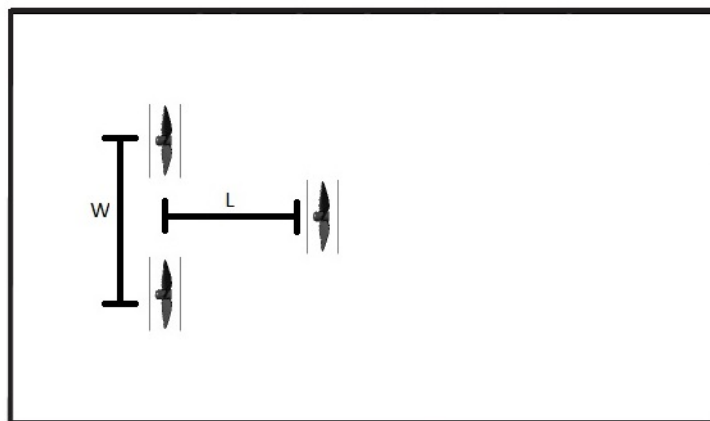


Figura 1.5 – Esquema de Simulação Contendo variáveis W e L

Mais além, com a elaboração de um diagrama, relacionando C_p com L para W fixado, pode-se colher dados relevantes para a configuração das três turbinas. Dentre eles, a análise das dimensões máximas destas distâncias para que sejam influentes, haja vista que, quando extrapolados suficientemente, não afetam a performance da terceira turbina.

Outro ponto importante seria a possibilidade de estabelecer-se uma configuração otimizada para que a potência total extraída do conjunto seja maximizada.

Por fim, é gerado um novo gráfico $C_p - \lambda$ para o arranjo otimizado. O intuito principal seria o estudo dos efeitos das rotações das turbinas (sendo iguais entre elas) nos Coeficientes de Potência. Portanto, com a maximização da geração energética, tanto pela configuração das turbinas, quanto pelas velocidades de giro, conclui-se em extração completamente otimizada para W fixo.

2 Revisão Bibliográfica

Primeiramente, é imprescindível citar os primeiros passos do estudo de eficiência de turbinas. O modelo elaborado por Betz, na década de 1920, estabeleceu o limite máximo de extração de potência de uma turbina livre de eixo horizontal. Com base no Teorema do Disco Atuador, atingi-se a maior eficiência possível de 59,3% (BETZ, 1926).

Por este limite ser ideal, nos dias de hoje, não há turbinas hidrocínéticas que chegam próximas dessa capacidade de geração. Contudo, existem alternativas inerentes ao projeto destas máquinas para que haja um aumento de eficiência considerável, tendendo a um aproveitamento melhor da energia cinética da água. Exemplos dessas possibilidades são: ângulos de pás ajustáveis conforme sua rotação (similar a turbina Kaplan) e a utilização de difusores (GUNEY, 2011).

O interesse em torno do assunto de geração de energia por meio de turbinas propiciou várias modelagens para o escoamento nessas máquinas de fluxo, inclusive das suas distribuições de pressão e velocidade no entorno do rotor, responsáveis pela potência extraída. Atualmente, as aproximações feitas para projetos de turbinas são baseadas no método BEM (*Blade Element Momentum*) (SØRENSEN; SHEN, 2002). O principal motivo para sua adoção está na simplicidade e praticidade em simulações computacionais.

O grande conceito por trás desta modelagem está na transformação da análise 3D para 2D do perfil do escoamento, obtendo-se quaisquer características do fluido, como forças de arrasto e sustentação, velocidade de fluido, etc. Esta aproximação se torna bastante conveniente para escoamentos de baixo Re , pois os resultados são consideravelmente condizentes com simulações 3D. Em contrapartida, para casos de descolamento de camada limite (recorrentes em turbinas), seus resultados subestimam as forças atuantes nas pás (CARCANGIU, 2008).

Tendo em mente deste método bastante famoso, eis a grande motivação deste Projeto de Graduação. Brasil et al. (2016) estudou os fenômenos de escoamento resultantes após um arranjo de turbinas linear. O grande enfoque foi a descrição do escoamento turbulento formado após a passagem por essas máquinas. Este estudo foi efetuado por meio da comparação entre os métodos BEM e CFD, para averiguar a faixa de operação com a qual as performances das turbinas são maximizadas. Ambos modelos se mostraram bastante similares para o cálculo do ponto de máximo C_p (BRASIL et al., 2016).

Frequentemente, as simulações numéricas de turbinas são validadas com base nos resultados de ensaios experimentais de escala real. Dois dos melhores relatórios discretizados e documentados foram os estudos de casos da turbina *NREL Phase VI* - turbina eólica de eixo horizontal, 20kW de potência e 2 pás torcidas de 10m de diâmetro - efetuados por [Giguere e Selig \(1999\)](#) e [Jonkman \(2003\)](#).

Apesar de a turbina submetida a estes testes ser diferente da HK-10, quaisquer novas metodologias de malha e domínio a serem propostas são testadas e validadas com os resultados empíricos da *NREL Phase VI* - cuja geometria é explicitada em ([HAND et al., 2001](#)). Conforme literatura, este procedimento se repete bastante para aplicações em simulações computacionais, como o trabalho [Moshfeghi, Song e Xie \(2012\)](#) e [Sørensen, Michelsen e Schreck \(2002\)](#).

As referências para este trabalho foram mais voltadas a artigos envolvendo turbinas HAWT (Horizontal Axis Wind Turbine). O grande enfoque foi exatamente nos princípios por trás de elaboração de malha (zonas de refinamento, tamanhos e formatos de elementos), domínios (tamanhos, formatos, proporções) e seus resultados (velocidade, pressão, potência).

[Leishman \(2006\)](#) afirmou que, para fluidos incidentes em pás rotacionais, as regiões de esteiras próximas (*Near Wake Zone*) são umas das zonas que mais influenciam o perfil do escoamento. Atrelado a este conceito, ([MOSHFEghi; SONG; XIE, 2012](#)) manteve a concentração de nós nesta região o mais concisa possível. Vale notar que, neste artigo, foram simuladas diversas estruturas de malha (todas submetidas ao modelo de turbulência SST ([MENTER; LANGTRY; VÖLKER, 2006](#))), haja visto que a grandeza analisada foi exatamente os efeitos da distância mínima entre malha e superfície sólida do corpo (Δy) nas distribuições de forças, pressões e velocidades.

Outro tópico interessante para a futura elaboração da malha proposta é o formato do elemento. Usando como base as afirmações de [Lanzafame, Mauro e Messina \(2013\)](#), este converteu sua malha do formato tetraédrico para o poliédrico. Por consequência, pela distribuição de nós ser mais uniforme, o número de células necessárias para qualidade de resultados decresce. Tal geometria traz um alinhamento melhor entre suas faces, e descreve melhor o escoamento passante. Além disso, os erros inerentes à interpolação são reduzidos.

Outro trabalho bastante relevante para este Projeto de Graduação foi o de ([ZHANG et al., 2007](#)), no qual testou diversas modelagens de turbulência no escoamento presentes na literatura. Dentre elas, estão os famosos modelos $k - \varepsilon$, por Launder e Sharma (1974), SST (adotado neste projeto), LES (*Large Eddy Simulation*). Em seus experimentos, foi concluído que o modelo SST descreve com alta eficácia escoamentos intensos, com grande flutuabilidade, categorizando sua aproximação com os dados experimentais como sendo ótima para perfis de velocidade, turbulência e tempo de simulação. Como gabarito, tinha-se dados experimentais reais destes mesmos casos. Apesar do enfoque deste trabalho não ser diretamente a turbulência, a performance de turbinas é dependente de tal, portanto uma

modelagem mais eficaz é pretendida.

Vale destacar a concordância entre os trabalhos de (ZHANG et al., 2007) e (MOSH-FEGHI; SONG; XIE, 2012). Ambos defendem a conveniência e acurácia da modelagem SST do escoamento para fluxos turbulentos em grandes áreas. Além disso, comentam dos coeficientes F_1 e F_2 - funções de transição suave entre os modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$. De acordo com Sørensen, Michelsen e Schreck (2002), Langtry e Menter (2005) e Langtry, Gola e Menter (2006), a transição Gamma-Theta fornece resultados bastante acurados.

Adentrando em outro ponto, Moshfeghi, Song e Xie (2012) também trouxe afirmativas quanto a camada limite laminar. De acordo com o pesquisador, para que a discretização de tal região seja apropriada, é necessária a inserção entre 15 a 20 nós. Caso contrário, para números abaixo de 15, as interpolações numéricas são completamente inacuradas. Porém, mais adiante, ele observou que, após a separação da camada limite (*Stall*), os resultados são insensitivos aos nós na região interna.

3 Objetivos

3.1 Objetivo Geral

Conforme explicitado anteriormente, o enfoque está sendo posto nos estudos da turbina traseira do arranjo triangular. Em primeiro lugar, foram criadas duas dimensões no domínio computacional da simulação: W e L , sendo para os espaçamento entre as duas frontais e distanciamento delas para a traseira, respectivamente. Elas possuem comprimentos independentes, resultando em diferentes formatos de triângulo entre as 3 turbinas.

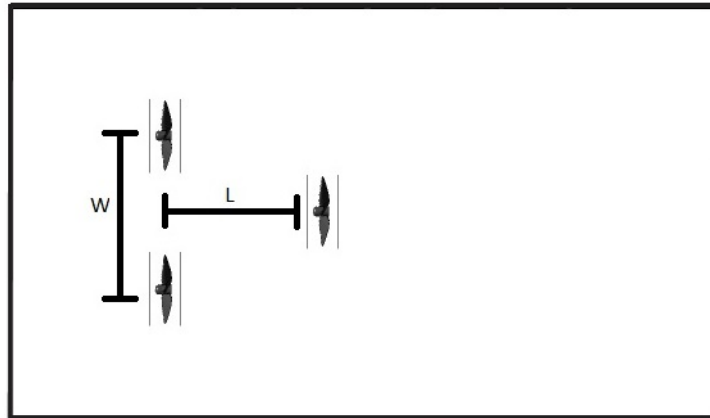


Figura 3.1 – Esquema de Simulação Contendo Variáveis W e L

Por meio de uma série de simulações com diversas configurações com λ (Velocidade tangencial da ponta da pá adimensionalizada pela velocidade de escoamento não perturbado - $\frac{\omega R}{V_\infty}$) fixado, são colhidos diversos valores de C_p . Correlacionando as medições de pressão e velocidade do escoamento ao longo do eixo principal do escoamento com L , por meio de um gráfico em 3 dimensões, ocorre um certo afastamento com a qual a terceira turbina gera sua potência máxima. Em outras palavras, ocorre a otimização do formato de arranjo triangular, com relação a terceira turbina. Tendo em vista que Britto (2017) já agrega dados para certos arranjos, ele será utilizado como referência para validação dos resultados gerados neste trabalho.

Após a obtenção das devidas posições para a configuração otimizada do trio de turbinas, o segundo passo está em obter a curva $C_p - L$ para ela. Com este gráfico, segue a

análise do efeito das duas turbinas frontais na performance da terceira turbina, comparando com a situação de estar separada. Desse modo, uma nova maximização de extração de potência passa a ser atingida, neste caso, relacionando-a com o distanciamento da turbina jusante.

Finalmente, as análises gráficas atingem o objetivo principal deste projeto. Com elas, os efeitos hidrodinâmicos devido aos posicionamentos das três turbinas podem ser completamente mapeados. Além disso, vários pontos de relevância foram notados: maximização de C_p ; distância mínima L onde os efeitos das turbinas frontais não afetam mais a jusante; comparação entre as performances das turbinas para caso unitário e de arranjo, avaliando as diferenças entre $C_{p_{max}}$ para cada situação.

3.2 Objetivos Específicos

Primeiramente, é necessária a validação dos resultados de performance para o caso de apenas uma turbina Hk-10, sujeita às suas condições de operação: $35rpm$ e uma velocidade do escoamento incidente não perturbado de $2,5m/s$. Este objetivo é alcançado somente com as duas convergências de resultado: por refinamento de malha e por dimensionamento dos domínios computacionais. Somente após os dados de simulação não dependerem mais destes dois fatores é que o projeto pode ter seu avanço.

Com o conhecimento do potencial de performance de uma turbina pelos passos precitados, as simulações de arranjos de turbinas se tornam possíveis. Portanto, o próximo desafio é estudar os efeitos da malha e domínio nesses estudos de caso. Assim como os resultados para apenas uma turbina, estes dois parâmetros devem atingir limites a partir dos quais a análise de resultados para os ensaios seguintes de arranjo triangular não seja afetada.

4 Introdução Teórica

O estudo de turbinas de eixo horizontal requer uma quantidade grande de conhecimento, partindo dos princípios da Mecânica dos Fluidos até os problemas nas simulações computacionais. Sendo assim, é apresentado a seguir toda a base teórica necessária para que este projeto de graduação fosse efetuado:

4.1 Equações Governantes de Escoamento

A mecânica dos fluidos é a ciência fundamental que elabora todas as equações vigentes de escoamento. Elas são oriundas de equações básicas (como balanço de massa, momento linear e energia), portanto é importante citá-las. As equações que descrevem os fenômenos de fluido são:

- Conservação da Massa;
- Conservação do Momento.

4.2 Conservação da Massa

Esta equação parte da criação de um volume de controle fechado. Deste modo, a massa contida nele deve ser constante, o que significa que $\frac{dm}{dt} = 0$. Ao desenvolver esta fórmula por meio do Transporte de Reynolds, para um fluido de densidade ρ , num campo de velocidade \vec{u} , resulta-se na seguinte equação da conservação de massa para fluidos:

$$\frac{d\rho}{dt} = \nabla(\rho \cdot \vec{u}) \quad (4.2.1)$$

Mais além, nas condições de um fluido newtoniano, incompressível e submetido a escoamento permanente, esta simplifica-se ainda por:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (4.2.2)$$

4.3 Conservação de Momento Linear

Como o próprio nome induz, no mesmo volume de controle estabelecido no item anterior, impõe a conservação da quantidade de movimento. Partindo da Segunda Lei de Newton, o somatório de todas as forças externas do volume de controle se igualam à taxa de variação de momento linear no tempo. Logo, todas as forças intrínsecas ao escoamento são contabilizadas:

- Pressão (∇p);
- Cisalhantes Viscosas ($\mu \nabla^2 \vec{u}$, com μ sendo a viscosidade dinâmica do fluido);
- Potenciais ($\rho \vec{f}$).

Por fim, também similar à conservação de massa, a partir da equação de Transporte de Reynolds, obtém-se a seguinte equação diferencial da taxa de variação do momento linear no tempo por unidade de massa em um escoamento qualquer:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \rho \vec{f} \quad (4.3.1)$$

Uma das grandes dificuldades para a solução de sistemas fluido-dinâmicos está no termo $\vec{u} \cdot \nabla \vec{u}$, por ser um termo não-linear, tornando esta equação numa **EDP**, ou *Equação Diferencial Parcial*, de 2ª Ordem. Sendo assim, torna-se bem mais conveniente o cálculo numérico para os avanços nesta área, resultando em soluções que, apesar de não serem exatas, podem ser apropriadamente aproximadas quanto se deseje.

Outros fatores complicadores para tal cálculo seriam as flutuações de velocidades no escoamento (*Turbulência*). Elas ocorrem em todas as direções do escoamento, com múltiplos graus de liberdade. Tais fenômenos não podem ser desprezados, principalmente em se tratando de turbinas, pois o potencial de geração potência delas estaria superestimado, tendo em vista que essas mesmas flutuações de velocidades retiram a energia cinética da direção principal do escoamento, transformando-a em dissipações por calor, som, ou zonas de recirculação.

4.4 Modelo de Turbulência $k - \omega$ /SST (*Shear Stress Transport*)

Conforme os resultados extraídos dos métodos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, percebe-se que o primeiro traz uma discretização mais eficiente do escoamento externo a camada limite, enquanto que o segundo, interno à esta. Neste contexto, foi que Menter agregou ambas análises e elaborou um modelo bifásico. Conforme tal, não somente a separação da camada limite, como também a presença do gradiente de pressão adverso são visualizados, fenômenos bastante recorrentes nas turbinas de eixo horizontal (REZENDE,2009).

Deste modo, as vantagens principais dos dois métodos podem estar contidas numa mesma simulação, desde que os modelos nos quais foram baseados sejam aplicados nas adequadas regiões do escoamento. A fronteira entre estas modelagens é definida por duas funções: F_1 e F_2 . Estas possuem diferentes funções na formulação:

- F_1 : Responsável pela troca entre os modelos na equação de dissipação e da determinação de suas constantes;
- F_2 : Responsável pela troca entre os modelos para obtenção da viscosidade turbulenta.

Estabelecido o fator híbrido do modelo SST, tendo ciência de que S seria o *Módulo do Tensor de Deformação Médio* ($S = \frac{1}{2}\sqrt{S_{ij}S_{ij}}$) e P_k , o *Termo de Produção de Turbulência*, seguem as equações:

- Para as Funções F_1 e F_2

$$CF_{kw} = \max\left(\frac{2\sigma_\varepsilon}{\rho\nabla k\nabla\omega}, 10^{-10}\right) \quad (4.4.1)$$

$$arg_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^*wy}, \frac{500\nu}{y^2w}\right), \frac{4\rho k}{CF_{kw}\sigma_\varepsilon y^2}\right] \quad (4.4.2)$$

$$arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^*\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \quad (4.4.3)$$

$$F_1 = \tanh(arg_1^4) \quad (4.4.4)$$

$$F_2 = \tanh(arg_2^2) \quad (4.4.5)$$

- Resultando nas seguintes equações para ν_t , k e ω , respectivamente:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1\omega, SF_2)} \quad (4.4.6)$$

$$\rho\left(\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) = P_k - \beta' k \omega \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (4.4.7)$$

$$\rho\left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right) = \alpha \rho S^2 + \beta \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma^* + \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (4.4.8)$$

Esta modelagem apresenta a relevante vantagem de conciliar os benefícios de uma análise mais acurada das regiões internas a camada limite, graças ao $k - \omega$, e da região de separação para gradientes de pressão adverso, graças ao SST. Considerando que é neste contexto no qual a turbina simulada está inserida, este modelo é o mais recomendado. (ANTONIETTI, 2011)

4.5 Erros Contidos nas Simulações Numéricas de Turbinas

Apesar de os referenciais para resultados serem sempre os experimentais, as simulações numéricas possuem uma precisão tão grande quanto seja desejado. Ao utilizar computadores para qualquer coleta de dados de turbinas, quaisquer custos de ensaio (prototipagem, máquinas de teste, condições para tal, etc.) são nulos, trazendo resultados realistas, com um custo bem menor. Entretanto, há certos problemas que devem ser enumerados, principalmente em tratando-se de turbinas eólicas.

Infelizmente, a performance deste tipo de máquina geradora é tão complexa quanto o escoamento que passa por suas pás. Dentre os parâmetros os quais devem ser contabilizados para uma simulação adequada, estão:

- Cisalhamento do Escoamento;
- Influência de Torre (*Tower Shadow*);
- Oscilações ao longo da pá durante escoamento;
- Inclinação do Eixo da Turbina com relação ao Escoamento.

Portanto, pode-se concluir que os estudos de turbinas têm bastante a agregar no que se diz respeito às suas performances. Deste modo, investiga-se a metodologia de simulação computacional de escoamentos, ou CFD (*Computer Fluid Dynamics*), possuindo 3 passos principais, melhor explicados em Metodologia:

1. Criação e Geometria de Domínios;
2. Elaboração da Malha de Cálculo;
3. Configuração das Condições de Contorno

4.6 Distância da Malha até a Superfície

A descrição do perfil de velocidade dentro da camada limite se torna muito mais complexa quando o escoamento correspondente é turbulento. Primeiramente, há duas escalas de vórtices gerados: as grandes e pequenas. Os comportamentos entre elas são completamente diferentes. As grandes escalas turbulentas (em grande parte, externas à camada limite) são de caráter anisotrópico, enquanto que as menores, isotrópicas.

Além disso, deve-se atender à *Condição de Não Escorregamento* (velocidade relativa do fluido imediatamente após uma superfície com relação a esta é nula). Em suma, nota-se que há uma divergência entre os escoamentos nas proximidades da parede, com relação

até mesmo ao extremo de sua camada limite. Sendo assim, os estudos e experimentos de Wilcox propuseram uma subdivisão da camada limite conforme estes fenômenos precitados.

Tendo em vista que, conforme há a aproximação do fluido de uma parede, as forças viscosas são imponentes para dissipação da vorticidade. Esta perda de energia cinética turbulenta ocorre gradativamente ao longo da camada limite. Seguindo a imagem a seguir, pode-se acompanhar os conceitos por trás de cada uma dessas regiões:

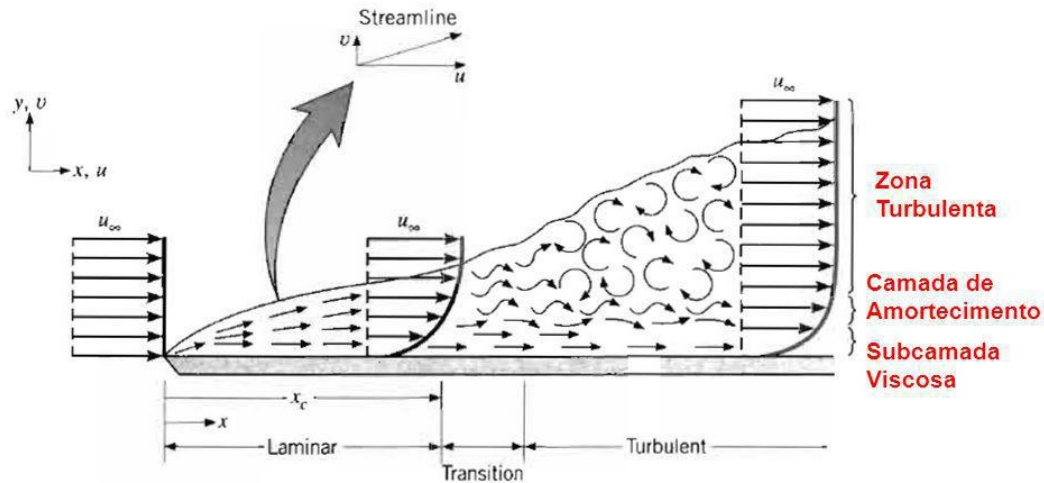


Figura 4.1 – Subregiões da Camada Limite Turbulenta

- **Subcamada Viscosa (ou Laminar):** Mais próxima à superfície de contato. Por possuir viscosidade bastante forte devido à parede, o seu Reynolds Local (Re_x) é bastante baixo. Portanto, o seu perfil de velocidade é laminar;
- **Camada de Amortecimento (ou Transição):** Caracterizada por ser uma região de mudança - como o próprio nome induz. Nesta, dá-se início à intensificação da turbulência, ainda que a viscosidade seja predominante;
- **Zona Turbulenta (ou Logarítmica):** Região no final da camada limite, no qual a turbulência é dominante, comparada à viscosidade. Portanto, o valor de Re_x é bastante alto.

Logicamente que, ao fazer uma simulação numérica, a qual envolve elaboração de malhas computacionais, busca-se uma otimização de tal. Intuitivamente, caso os nós desta malha estão suficientemente distantes da superfície real do corpo, a camada limite não será notada na simulação. Portanto, surge um parâmetro adimensional chamado y^+ , cuja função seria quantificar a distância da parede até o elemento da malha, sendo também igual ao Re na parede, por meio da seguinte equação:

$$y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu} \quad (4.6.1)$$

Nesta equação, os termos são: Δy (*Distância entre a superfície e o nó mais próximo*) e u_τ (*Velocidade de Atrito*, dependente da tensão de cisalhamento na localidade τ_{parede} por meio da seguinte equação):

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{parede}}{\rho}} \quad (4.6.2)$$

Adimensionalizando também a velocidade tangencial, adotando como referência a recém-calculada velocidade de atrito,

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (4.6.3)$$

, pode-se obter um gráfico $u^+ vs. y^+$, com o intuito de segregar as camadas laminar, de transição e turbulenta. Extraíndo este do trabalho de (WILCOX et al., 1993):

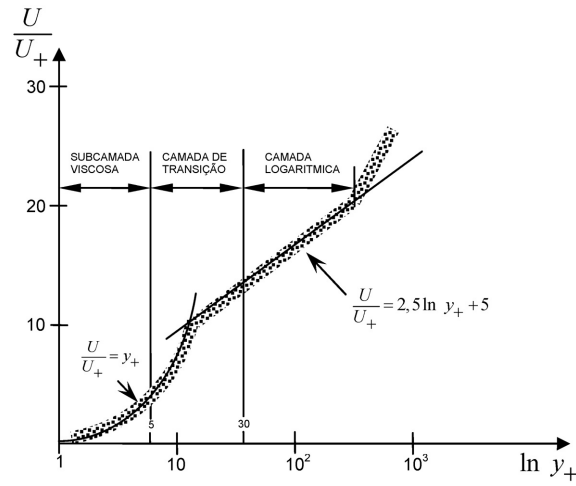


Figura 4.2 – Gráfico $u^+ - y^+$ (WILCOX, 2001)

Por fim, conclui-se que a subcamada viscosa se encontra para $y^+ < 5$, enquanto que a turbulenta está em $y^+ > 30$, e, logicamente, a subcamada de transição estaria entre tais intervalos. Estas são conclusões são cruciais para a elaboração da malha, já que pode ser calculado o Δy adequado para a subcamada laminar, mais próxima da superfície.

O modelo de turbulência SST exige uma função de mudança entre as diversas zonas da camada limite. Valores recomendáveis de y^+ para que sejam discretizadas as regiões de perfil laminar e transição é de aproximadamente 1 (MENTER; LANGTRY; VÖLKER, 2006). Sendo assim, os nós poderão discretizar quaisquer fenômenos internos à camada limite.

4.7 Coeficiente de Potência

O Coeficiente de Potência merece um destaque neste trabalho, tendo em vista que será a principal grandeza avaliada na simulação para definir a convergência de resultados.

Este conceito é de suma importância para avaliação da qualidade de turbinas.

Como o próprio nome indica, o Coeficiente de Potência, ou C_p , determina a porcentagem da potência do escoamento incidente nas pás que se converte no movimento rotacional da turbina. Em outras palavras, o C_p seria a sua eficiência quando em operação. Portanto, há uma razão entre a potências nas rotação da turbina e velocidade da água (potência cinética), dada pela seguinte fórmula:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^3 A} = \frac{\text{Potência no Eixo}}{\text{Potência Disponível no Escoamento}} \quad (4.7.1)$$

, onde $\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ é a densidade do fluido em questão, $V_\infty \left[\frac{m}{s} \right]$ é a velocidade não perturbada do escoamento, enquanto que A é a área da seção transversal da turbina, para que, junto à velocidade e densidade possa ser calculada a vazão mássica passante nas pás.

Para o contexto de simulações com turbinas hidráulicas, é bastante frequente a adoção do gráfico $C_p - \lambda$, onde o segundo seria a velocidade tangencial adimensionalizada das pás. Por meio deste, é possível de avaliar o comportamento da performance da turbina, relacionando com a sua velocidade de rotação. Uma curva típica para o gráfico é a apresentada no trabalho de (BRITTO, 2017), destacando-se o ponto onde a turbina gera sua potência máxima, o qual não necessariamente se encontra nas maiores rotações.

Este ponto é de suma importância para as simulações, pois este será a base para a coleta de dados. Em outras palavras, configurando a rotação turbina para n_{otimo} , espera-se a extração do máximo torque pela energia cinética da água. Por fim, o mesmo gráfico, oriundo dos cálculos computacionais, busca a similaridade com os dados experimentais, caracterizando a qualidade da metodologia de simulação.

Porém, a eficiência da turbina não é crescente indefinidamente. Esta possui o seu ponto máximo, para uma específica condição de operação (velocidade do escoamento e rotação das pás). Os seus maiores valores são atingidos quando, simultaneamente, há uma resistência pequena ao fluido, e grandes vazões no entorno da turbina. Por meio desta acentuada passagem de escoamento, dão-se os ganhos de potência. (GORBAN; GORLOV; SILANTYEV, 2001)

5 Metodologia

Conforme exposto nos Objetivos, este trabalho é composto por diversos passos para que a principal meta seja atingida. Em cada uma das simulações, três atributos principais devem ser avaliados: a malha numérica, domínios computacionais e o C_p gerados por eles para cada simulação. Além disso, os efeitos do arranjo triangular na turbina traseira devem ser comparados com os de uma turbina solitária. Logo, estas duas configurações devem ser averiguadas por dois tipos diferentes de simulação.

5.1 Valores de Referência

Pelo fato de a Hydro-K ser um projeto de anos na Universidade de Brasília, diversos estudantes, pesquisadores fizeram simulações com ela. Portanto, como estes efetuaram também análises de convergência de resultados, logicamente que seus dados servem como referência para este trabalho.

Devido às diferentes metodologias de simulações por cada autor, os resultados obtidos anteriormente para o C_p em simulações por CFD (*Coeficiente de Potência*) foram 36,5% e 38,3% para Britto (2017) e Brasil et al. (2016), respectivamente. Portanto, tais valores, apesar de relativamente diferentes, delimitam a magnitude da eficiência da Hk-10.

Primeiramente, cita-se a malha adotada em Britto (2017). A forma de cada célula foi a tetraédrica. Em seu texto, no subcapítulo de Malha Numérica e Convergência, descreve o refinamento efetuado nas pás do motor, tendo em vista os altos gradientes de pressão na região. Em outras palavras, como tal grandeza resulta em torque e potência para o rotor, seu perfil ao longo das pás deve ser captado para que os resultados sejam fiéis à realidade.

Outro ponto no qual a malha foi bastante refinada foi o domínio rotativo. Com essa concentração de nós alta, o estudo do movimento da pá se torna bastante rico. Além disso, houve o refinamento da região de esteira turbulenta (dentro do domínio estático), por meio do recurso do programa ANSYS chamado *Cilindro de Influência*, no qual a malha se refina em regiões de esferas (alocadas pelo próprio usuário), além de sua taxa de crescimento ser radial com relação a esta.

Outro recurso bastante relevante deste software é o *Inflation*. Com ele, criam-se vários elementos prismáticos nas vizinhanças da superfície da turbina. O *Inflation* se torna

bastante conveniente no entorno das pás, tendo em vista que estas sucessivas camadas de malha (distantes Δy da superfície, explicado no subcapítulo *Distância da Malha até Superfície*) podem descrever os perfis de velocidades na camada limite.

Quanto ao restante do domínio estático, seu refinamento não se torna tão necessário devido à este não agregar valor significativo para o enfoque do trabalho, ou seja, o Coeficiente de Potência da Hydro-K. Portanto, este domínio possui nós bastante espaçados quando comparados com o domínio rotativo, ou com a própria região de esteira.

É importante que todos os resultados da Hydro-K sejam analisados sob as mesmas condições de contorno. Ou seja, a rotação da turbina foi tomada como $35rpm$, enquanto que a velocidade não perturbada da água foi de $V_\infty = 2,5m/s$. Para manutenção das grandezas adimensionais, ao invés de tais velocidades, para todas as simulações a seguir, foi adotada a velocidade adimensional λ (TSR).

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_\infty} \quad (5.1.1)$$

Na tabela abaixo, são mostrados todos os parâmetros relevantes da malha:

Tabela 2 – Características da Malha realizada (BRITTO, 2017)

λ	Milhões de Nós	y^+	C_p
1,63	7,17	0,892	0,365

Neste mesmo estudo, foram testadas diversas configurações de malhas, resultando nesta com os resultados convergidos. Portanto, estes dados acima foram os finais e servem de padrão para este projeto de graduação. A segunda malha tomada como referência foi a realizada em Brasil et al. (2016).

Ao aplicar somente a malha adotada no trabalho Brasil et al. (2016), obtém-se o C_p resultante de, aproximadamente, 0,383. Para atingir tal eficiência nas simulações, a malha adotada possui os seguintes parâmetros:

Tabela 3 – Características da Malha realizada por [Brasil et al. \(2016\)](#)

λ	Nós ($\times 10^6$)	C_p (%)
2,0	5,5	38,3

A estruturação de sua malha numérica se assemelha bastante a [Britto \(2017\)](#), pela formação de 3 esferas de influência: uma para o entorno da turbina, e as outras jusantes a esta. Algumas características podem ser citadas:

- Elemento de Formato Tetraédrico;
- Refinamento nas Zonas de Máxima Pressão do Fluido;
- Aumento Gradativo da Distância entre Nós ao Longo do Comprimento da Pá.

A metodologia a seguir foi realizada utilizando o software comercial ANSYS CFX, frequentemente adotado para simulações computacionais envolvendo métodos numéricos. Todos os parâmetros necessários para descrição de cada simulação são apresentados a seguir por meio de tabelas e figuras, demonstrando os domínios e as malhas numéricas aplicados a cada caso.

5.2 Simulação de Uma Turbina

A análise hidrodinâmica da performance de uma turbina isolada no escoamento foi realizada em duas partes. Primeiramente, uma metodologia de malha foi adotada e refinada sequencialmente. Com isso, analisou-se quando que os resultados obtidos (no caso, o coeficiente de performance C_p) não dependeriam mais da densidade dos nós presentes na simulação. Isto significa que a malha numérica se torna confiável para que, mais futuramente, os dimensionamentos de domínios sejam realizados.

O principal alvo neste procedimento é de serem colhidos valores de C_p similares às outras simulações envolvendo a turbina Hk-10 (em [Britto \(2017\)](#) e [Brasil et al. \(2016\)](#)). Ambos geraram o gráfico $C_p - \lambda$, atingindo o máximo valor para o coeficiente de potência para a rotação de $40rpm$, aproximadamente. Na Tabela 4, seguem os respectivos resultados destes artigos de referência:

Tabela 4 – Resultados de C_p provenientes de [Brasil et al. \(2016\)](#) e [Britto \(2017\)](#)

Trabalho	C_p
Brasil et al. (2016)	38,3
Britto (2017)	36,5

5.2.1 Estudo de Malha Numérica

É importante notar a distribuição dos nós ao longo do domínio computacional. Primeiramente, o domínio rotativo, contendo o rotor, a distribuição de pressão ao longo das pás se torna bastante relevante para o estudo da performance da turbina. Portanto, a validação da malha neste espaço foi um dos enfoques em questão. Segundamente, associando com [Leishman \(2006\)](#), outra região relevante para que o resultado seja condizente é a esteira de vorticidade formada jusante à turbina (contida no domínio estacionário). Portanto, há três zonas diferentes de malha: superfície das pás, domínio rotativo e domínio estacionário.

Na primeira, todos os nós estão igualmente espaçados ao longo da silhueta das pás, levando a interpolações mais condizentes (Figura 5.1). O número de divisões ao longo de toda a turbina foram variadas de 500 até 750 para o conjunto das quatro pás. Esta região é de grande relevância para os resultados de C_p , pois é o próprio gradiente de pressão em volta da turbina que gera seu torque, portanto, tal região deve ser apropriadamente discretizada. Consequentemente, um refinamento apropriado neste local, com uma distribuição homogênea de nós, reduz a quantidade necessária de nós na simulação ([ALMOHAMMADI et al., 2013](#)).

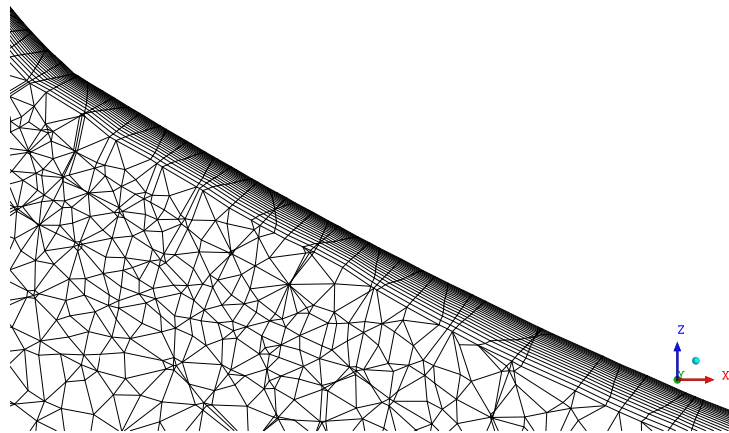


Figura 5.1 – Malha na Vizinhança da Pá

Quanto ao domínio rotativo, sua estruturação foi feita de modo similar. Houve apenas um parâmetro para modelagem da malha: o *Inflation*, conforme Figura 5.2. Neste último, com referência em [Lanzafame, Mauro e Messina \(2014\)](#), foram adotadas 20 camadas de nós, com taxa de crescimento entre elas de 1,1.

Logo, a estruturação de malha numérica no domínio rotativo possui a seguinte vista frontal (Figura 5.3):

Finalmente, o domínio estacionário possui duas zonas nas quais o refinamento de malha foi efetuado: a interface com o domínio rotativo (Figura 5.4) e a região da esteira. Pela formação desta se dar logo após a turbina, uma maior concentração de elementos foi

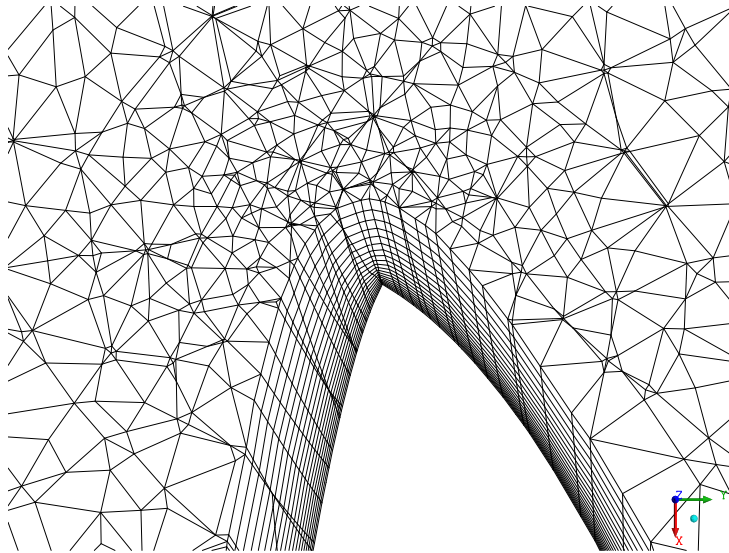


Figura 5.2 – *Inflation* nas Pás

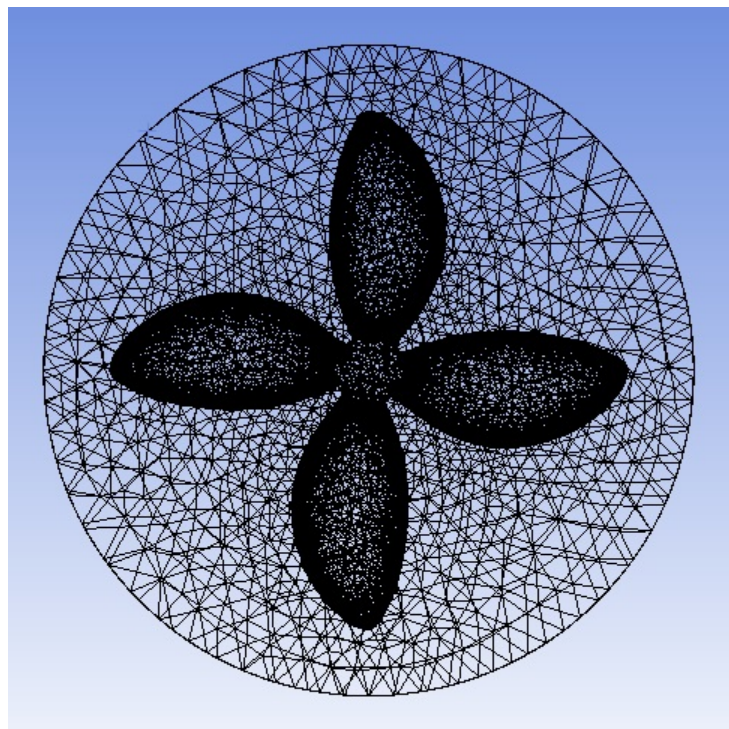


Figura 5.3 – Vista Frontal da Malha no Domínio Rotativo (1 Turbina)

imposta por meio da inserção de um cilindro de influência de $1,5D$ de diâmetro e $11,36D$ de comprimento, delimitando a sua zona de refinamento (Figura 5.5).

Respeitando estes pré-requisitos, uma metodologia de malha foi estabelecida. Após isso, foram alterados os tamanhos de seus elementos, logo sua distribuição ao longo do domínio computacional também. Foram criadas 8 configurações diferentes de malhas neste processo, sendo suficiente para verificação de convergência, similar ao realizado em [Potsdam e Mavriplis \(2009\)](#). Em seguida a execução da malha, as condições de contorno foram estabelecidas e simuladas. Entre elas, estão as grandezas intrínsecas a operação da turbina

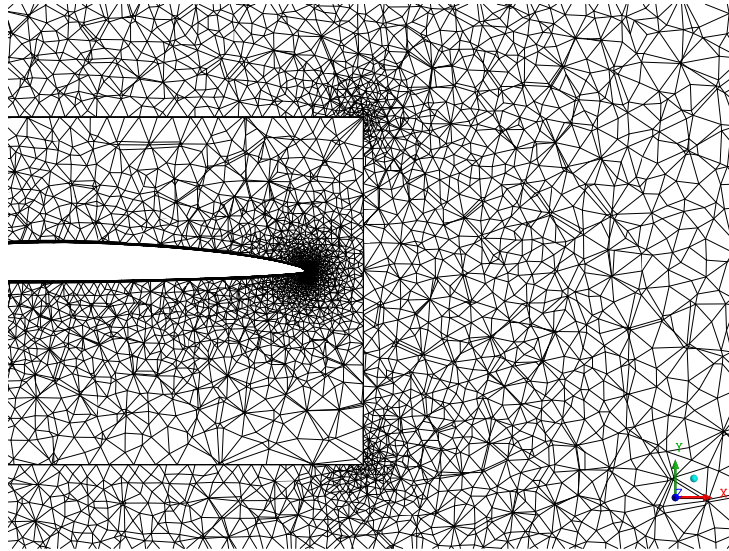


Figura 5.4 – Refinamento de Arestas (1 Turbina)

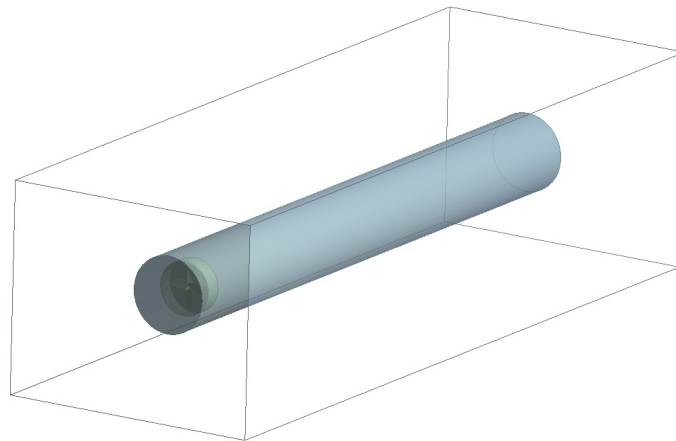


Figura 5.5 – Cilindro de Influência para Refinamento de Esteira

Por análise dos trabalhos já realizados com a mesma Hk-10, [Brasil et al. \(2016\)](#) e [Britto \(2017\)](#), a máquina estava sujeita a um escoamento uniforme de $2,5\text{m/s}$ de velocidade, acarretando em rotação otimizada de 35rpm .

Além disso, como busca-se a obtenção de resultados similares aos da aplicação real desta turbina, as simulações devem representar um volume de controle de um rio. Então, o domínio computacional foi considerado como parcela de seu escoamento suficiente para modelagem hidrodinâmica correta em torno da turbina. Isto levou a considerar os limites do domínio computacional como sendo abertos, ou seja, ausente de barreiras, permitindo fluxo transversal a elas.

Para fins de simulação, a própria turbina deve ser considerada como uma barreira ao escoamento. Com isso, ela foi configurada como sendo uma parede rígida em rotação. Por consequência, é gerado um gradiente de pressão no fluido para que desvie da turbina, conforme ocorre na realidade.

Por fim, foi necessária a seleção de alguma modelagem de turbulência para o escoamento. O Shear Stress Transport Model foi adotado, por trazer resultados acurados com custos computacionais relativamente pequenos. Por meio dele, a modelagem da velocidade para cada ponto do escoamento é condizente com os modelos mais complexos, com custo computacional bastante menor (ZHANG et al., 2007).

Abaixo, estão listadas todas as condições de contorno adotadas em todas as simulações deste estudo:

- Velocidade do Escoamento Não-Perturbado: $V_{\infty} = 2,5m/s$;
- Velocidade de Rotação: $n = 35rpm$;
- Limites dos domínios representando um volume de escoamento em rio (sem paredes físicas);
- Turbina considerada como parede rígida para o escoamento;
- Modelo de Escoamento: RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).

A grandeza utilizada para avaliar os resultados conforme cada malha foi o próprio C_p . O objetivo neste passo, conforme explicado anteriormente, é atingir uma malha que, simultaneamente, traz resultados similares com as malhas mais refinadas testadas e não resulta em custo computacional grande, levando a uma malha eficiente, com o tempo de simulação reduzido.

A Figura 5.6 demonstra a metodologia de malha adotada nos 8 casos citados na Tabela 5, variando somente o seu refinamento.

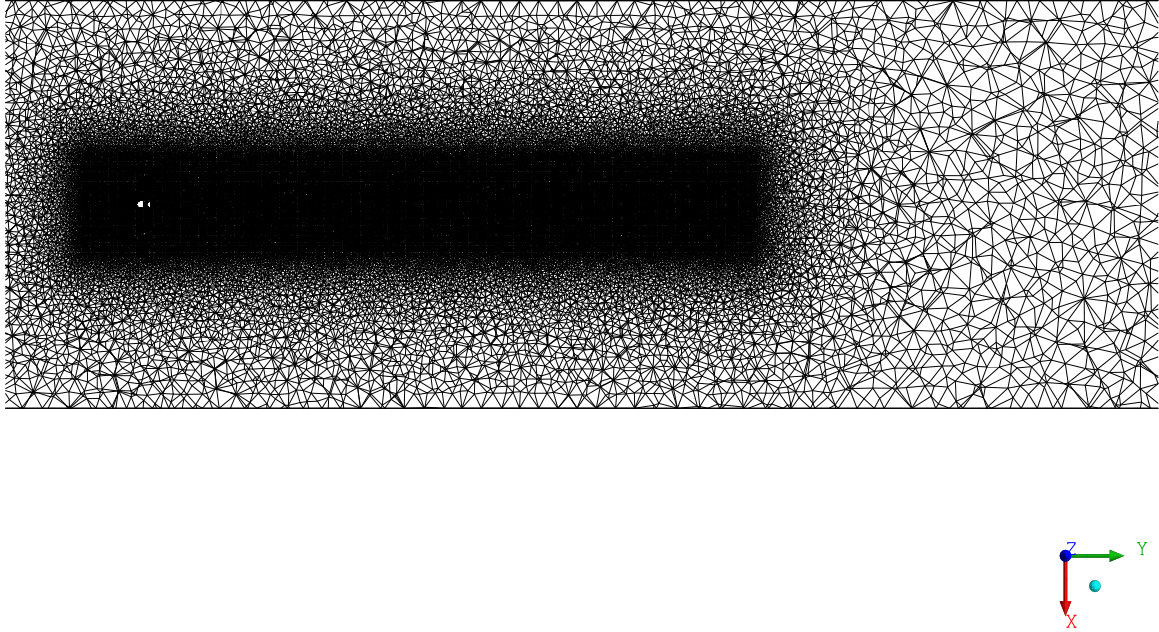


Figura 5.6 – Vista Superior da Malha Numérica (1 Turbina)

Abaixo, na Tabela 5, seguem os dados colhidos da análise de convergência por meio do refinamento de malha:

Tabela 5 – Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (1 Turbina)

Malha	Nós ($\times 10^6$)	C_p (%)	Δ (%)
1	4,29	33,336	-
2	4,7	35,909	4,58
3	6,62	35,577	-0,92
4	7,06	35,681	0,29
5	9,86	35,571	-0,31

Para uma melhor visualização da variação entre as estruturas de malha de cada um dos testes realizados na Tabela 5, segue-se a Figura 5.7. Nela, a direita, tem-se duas malhas: a superior, contendo a região de *Inflation* (notada pela maior concentração de nós no contorno da pá), enquanto que a inferior somente possui o refinamento da esteira (região acima do domínio rotativo, na imagem). Juntando ambas zonas de refinamento, resulta-se na malha ideal, a esquerda da figura.

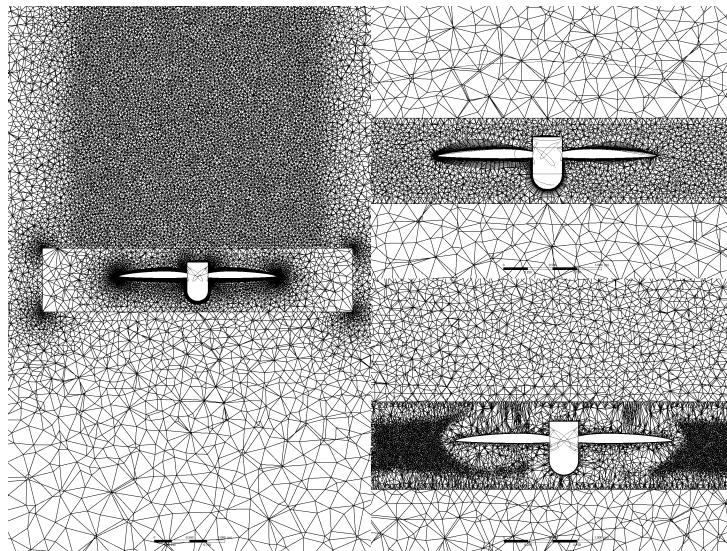


Figura 5.7 – Exemplos de Variação de Malhas Adotadas (1 Turbina)

Tornando a visualização da convergência dos resultados mais fácil, elaborou-se o Gráfico da Figura 5.8, comparando os resultados de C_p obtidos para cada combinação de malha numérica:

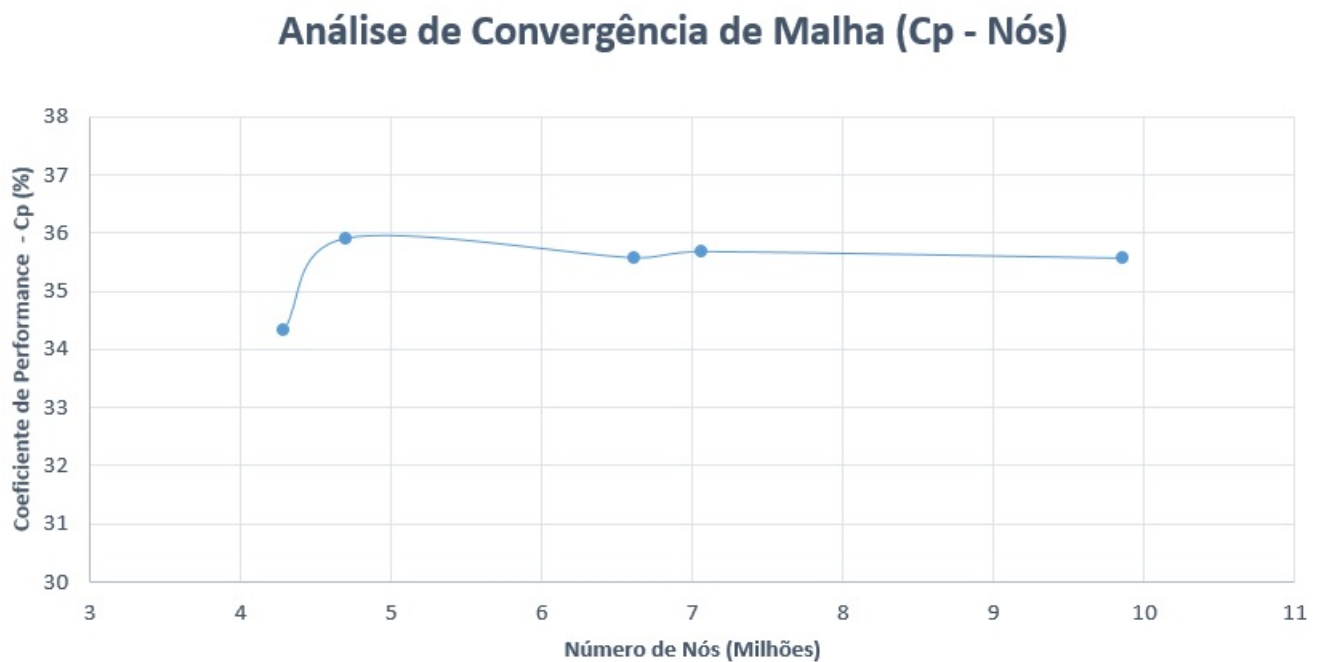


Figura 5.8 – Gráfico de Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (1 Turbina)

Estes resultados se tornam bastante conclusivos, pois a convergência aconteceu, conforme nota-se que a variação entre os resultados de cada simulação também diminuíram. Deste modo, a estrutura de malha que foi adotada para que os próximos estudos sejam realizados foi a malha 3, localizada a esquerda, na Figura 5.7. Nesta malha, todas as regiões de refinamento de malha impostas (Superfície da Pá, Interseção entre Domínios e Região de Esteira) adequaram-se perfeitamente nos espaços delimitados pelos domínios.

5.2.2 Estudo de Domínio Computacional

Uma vez que a qualidade da malha foi validada em Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (5.2.1), pode-se dar sequência ao estudo hidrodinâmico de uma turbina Hk-10. Nesta seção, todas as dimensões de cada domínio computacional (estacionário e rotativo) são variadas até a convergência de resultados (Figura 5.9).

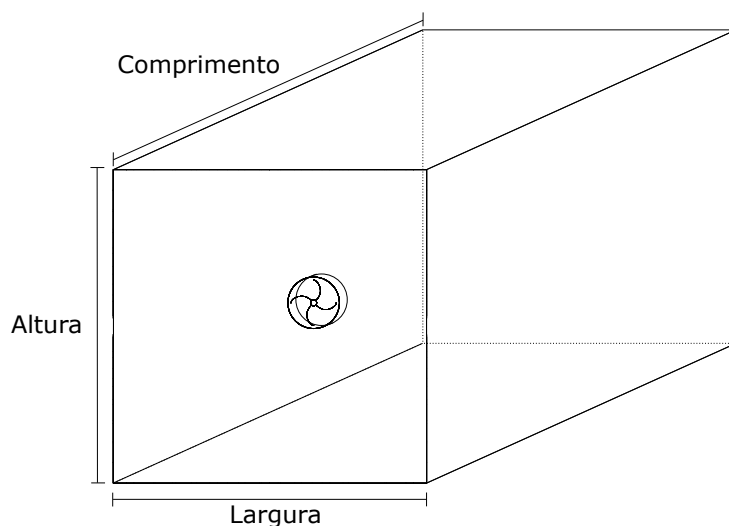


Figura 5.9 – Dimensões de Simulação (1 Turbina)

Vale notar que a distância da entrada do escoamento (Inlet) até o domínio rotativo foi mantida constante (5 vezes o raio da turbina). Isto está em harmonia com Mo e Lee (2012), que define como distância necessária de 3 raios para que os resultados não sejam afetados por este afastamento.

Quanto a dimensões dos domínios, seus valores são medidos com base no diâmetro da turbina (D). Isto serve para que haja um critério de comparabilidade entre simulações de turbinas diferentes. A Figura 5.10 exemplifica a configuração dos domínios rotativo e estacionário (incluindo o cilindro de influência para refinamento da região de esteira). Estas dimensões são validadas até a convergência de resultado, conforme explicitado anteriormente.

Em primeiro lugar, para o domínio estacionário, o formato preferível foi o paralelogramo, sendo bastante benéfico futuramente quando o arranjo for simulado, onde somente a largura e o comprimento serão alterados. O tamanho do cilindro de influência foi mantido o mesmo para todas as simulações: $1,5D$ de diâmetro e $11,36D$ de comprimento. Isso se deve ao seu tamanho comportar toda a região da esteira, e ainda não gerar um refinamento excessivo da malha numérica.

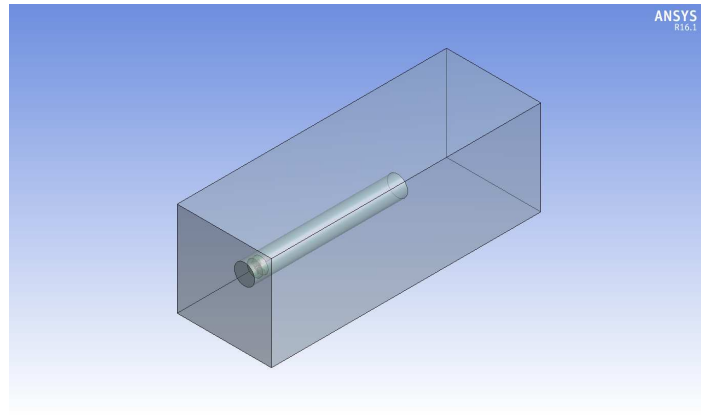


Figura 5.10 – Configuração da Simulação (1 Turbina)

Além disso, o domínio rotativo (comportando a turbina) permaneceu no formato cilíndrico para todas as simulações. Suas dimensões foram extendidas somente o suficiente para comportar toda a extensão da turbina com sobra mínima ($1,15D$ de diâmetro e $0,28D$ de comprimento).

Vale notar que estas distâncias não foram expandidas além destes limites, pois isto acarreta em falhas na simulação. A primeira delas seria o refinamento desnecessário em uma área maior. Além disso, principalmente, os resultados gerados a partir desta configuração levam a imposição da rotação de $35rpm$ por toda a extensão do domínio rotativo, enquanto esta velocidade existe somente na extensão do rotor.

Em suma, todos os parâmetros pertencentes às dimensões de domínio que remaneceram manipuláveis para efficientização da simulação de uma turbina foi o tamanho do domínio estacionário. As Tabelas 6 e 7 mostram as diferentes configurações adotadas, para altura, largura e comprimento. Em sendo o domínio em formato de paralelogramo de face quadrada, os dois primeiros são iguais. Similar a 5.2.1, o parâmetro para comparabilidade permaneceu sendo o coeficiente de performance C_p .

Tabela 6 – Convergência de Resultados conforme Arestas (Altura e Largura) do Domínio Estacionário (1 Turbina)

Caso	Aresta (D)	C_p	$\Delta(\%)$
1	5,5	35,393	-
2	6	35,424	0,088
3	6,5	35,441	0,048
4	7	35,577	0,384
5	7,5	35,601	0,067
6	8	35,603	0,006

Tabela 7 – Convergência de Resultados conforme Comprimento do Domínio Estacionário (1 Turbina)

Caso	Comprimento (D)	$C_p(\%)$	$\Delta(\%)$
1	20	35,393	-
2	25	35,499	0,299
3	30	36,468	-0,087
4	35	36,463	-0,014

Estes resultados mostrados nas Tabelas 6 e 7 possuem bastante significância para o prosseguimento das simulações. Eles definem os intervalos de dimensões de domínio computacional com as quais simulações podem ser trabalhadas.

Para ambas dimensões, nota-se que a magnitude das variações entre simulações está abaixo de 1%. Portanto, todas as configurações testadas podem ser utilizadas, gerando resultados coerentes. Porém, levando em conta o custo computacional atribuído a cada uma destes casos expostos, as arestas e comprimento selecionados para a simulação de uma turbina foram os menores possíveis. De tal modo, resultam-se nos tamanhos de aresta (tanto altura como largura) de 5,5D e comprimento de 20D para o domínio estacionário. A Figura 5.11:

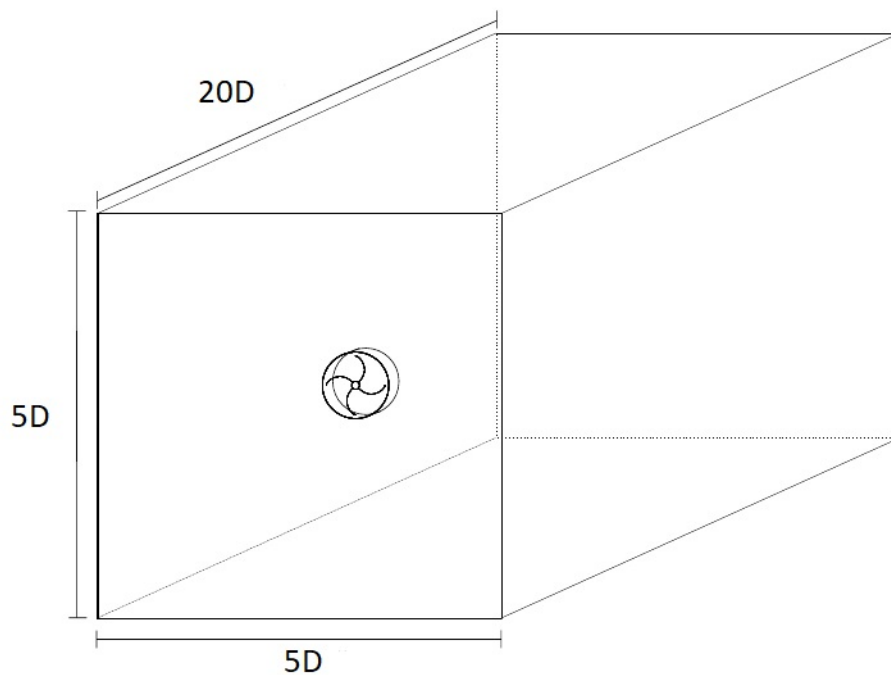


Figura 5.11 – Dimensões Escolhidas para Simulação (1 Turbina)

5.3 Simulação de Três Turbinas

Os resultados de performance colhidos em 5.2 foram adotados como base de comparação para os resultados a seguir para as simulações com o arranjo triangular de

turbinas. Portanto, tendo em vista que o C_p da turbina solitária está na faixa de 36,5%, as análises das configurações têm como base este valor.

Abaixo, são apresentados os formatos de malha e domínio estruturados durante as simulações, buscando a manutenção da metodologia imposta durante o estudo de uma turbina. Isso possibilita uma comparabilidade bem mais fiel entre estes dois ensaios.

5.3.1 Convergência de Resultados conforme Malha Numérica

A estrutura de malha foi mantida com base nas simulações anteriores. Porém, o estudo de 3 turbinas exige um número maior de nós. Isto porque todos os efeitos hidrodinâmicos gerados pela rotação de cada turbina devem ser captados.

Portanto, houve um refinamento triplo no domínio computacional. Em outras palavras, foram geradas três zonas de *Inflation*, e de refinamento de esteira de vorticidade (por turbina). Além disso, buscou-se uma distribuição de pontos igual entre as turbinas, até mesmo pela simetria do arranjo. Portanto, a mesma foi realizada nas pás. A Figura 5.12 mostra a configuração de malha geral para a simulação de três turbinas.

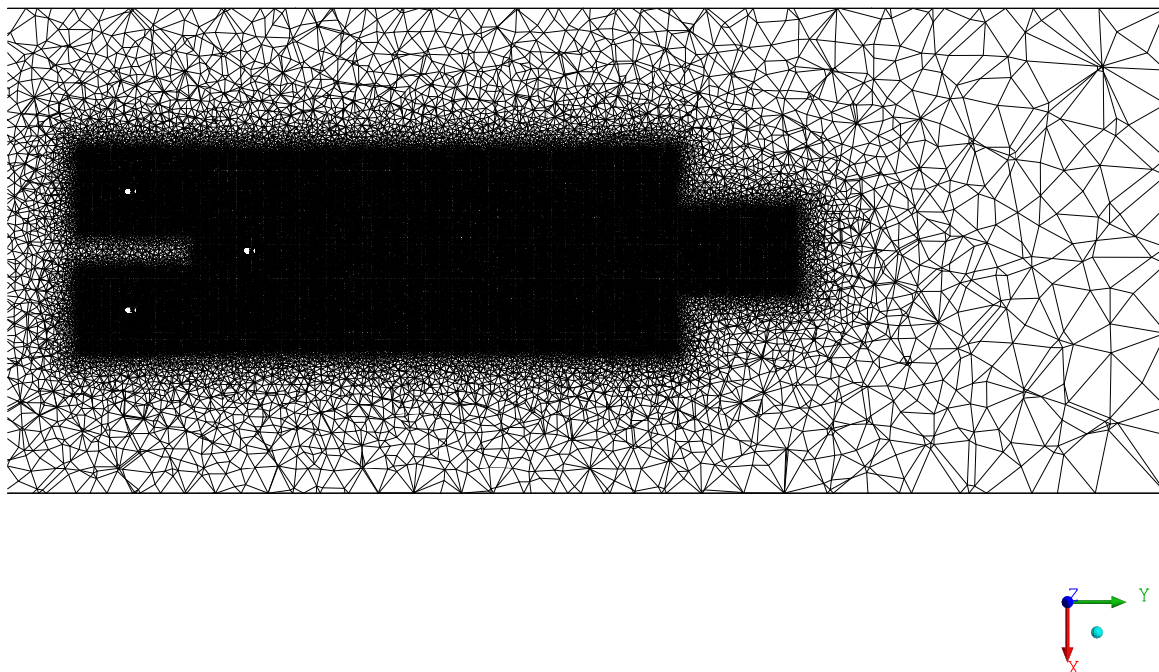


Figura 5.12 – Vista Superior da Malha Numérica (3 Turbinas)

Um detalhe a ser notado foi a utilização do mesmo cilindro de influência para a zona de esteira de vorticidade. Nem o seu diâmetro ou comprimento foram alterados, até por se tratarem de mesmas turbinas e mesmos domínios rotativos. Ao serem acoplados

todos os cilindros para suas respectivas turbinas, houve uma zona de interseção entre os frontais com o traseiro (Figura 5.13). Porém, isto não afetaria os resultados, pois, de qualquer maneira, a zona de refinamento desejada para cada turbina é atingida.

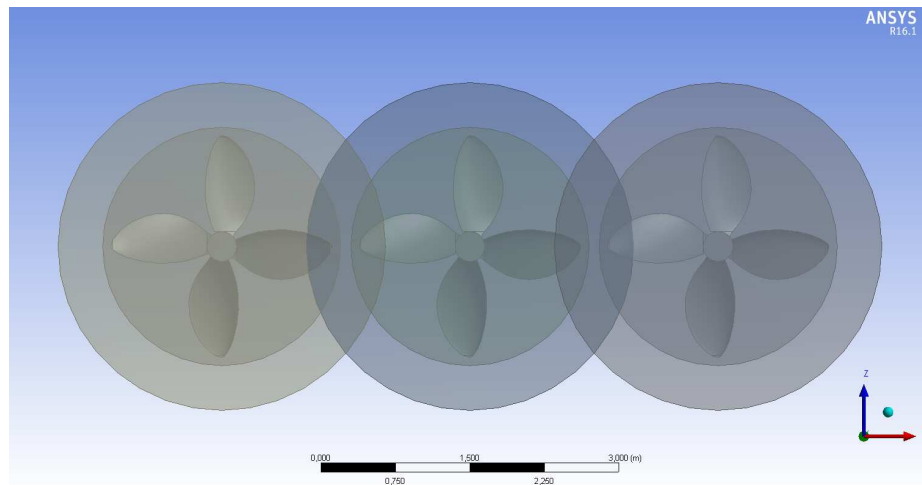


Figura 5.13 – Interseção dos Cilindros para Esteira de Vorticidade

Entre as simulações, as únicas variáveis que foram manipuladas foram: número de divisões de malha tanto na superfície das pás da turbina, quanto para os limites dos domínios rotativos e o tamanho dos elementos da zona de esteira jusante, pelo cilindro de influência precitado, mantendo todas os outros atributos constantes.

Os resultados de C_p foram contabilizados para que a convergência seja conferida, os seus valores estão na Tabela 8.

Tabela 8 – Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (3 Turbinas)

Malha	Nós ($\times 10^6$)	C_p (1)(%)	C_p (2)(%)	C_p (3)(%)
1	7,45	35,3	35,172	36,34
2	7,9	34,962	35,128	36,108
3	8,26	36,906	34,731	35,457
4	8,9	34,959	34,639	35,285
5	9,77	35,118	34,712	35,591

Para melhor visualização de sua convergência, elaborou-se a Figura 5.14:

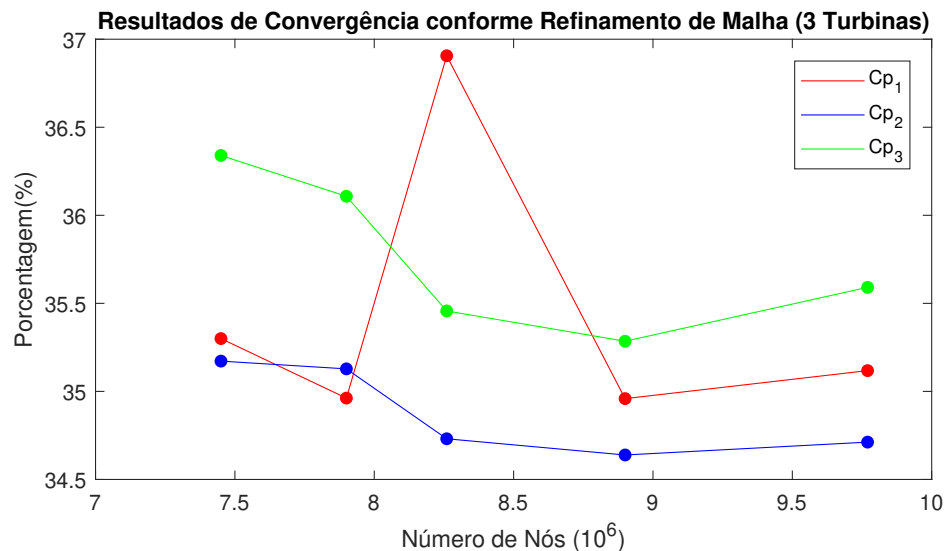


Figura 5.14 – Gráfico de Convergência de Resultados conforme Malha (3 Turbinas)

Por meio deste gráfico, notou-se que a variação de resultados para as turbinas 2 e 3 foi bastante reduzida já na Malha 3. Porém, a sua adoção para as próximas simulações comprometeria os resultados gerais, já que a terceira turbina somente teria sua convergência na quarta malha. Como é necessária a análise de cada turbina mais adiante, a independência de C_p com a quantidade de nós na simulação deve ser mútua em todas as turbinas. Logo, a malha inserida nos próximos casos foi a Malha 4.

5.3.2 Convergência de Resultados conforme Domínio Computacional

O domínio computacional precisou ser ampliado para que comportasse todas as 3 turbinas com seus cilindros de influência para a esteira. Em contrapartida, o domínio rotativo foi mantido igual (1, 15D de diâmetro e 0, 28D de comprimento, formato cilíndrico).

Portanto, a solução adotada para o domínio estacionário no estudo hidrodinâmico do arranjo triangular foi a superposição de ensaios individuais de turbina. Deste modo, a sua largura e comprimento foram expandidos. O distanciamento entre as duas turbinas frontais foi de 2,27D, encontrado em [Brasil et al. \(2016\)](#). Neste estudo, concluiu-se que, com este distanciamento, é formada uma região de escoamento não perturbado para a instalação de outra turbina jusante.

Relembrando as dimensões adotadas para convergência de resultados conforme aresta (altura e largura) do domínio computacional, a largura de $5,5D$ foi mantida ($2,75D$ para cada lado da turbina). Porém, com a inserção do distanciamento de $2,27D$ entre as turbinas frontais, o domínio estacionário estende-se $2,75D$ para cada lado, conforme Figura 5.15.

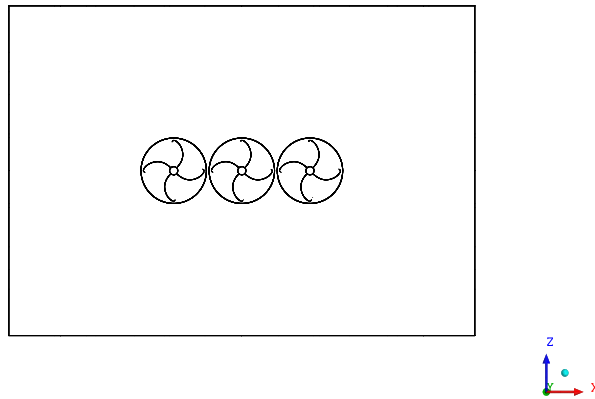


Figura 5.15 – Vista Frontal dos Domínios para Simulação (3 Turbinas)

Já quanto ao seu comprimento, também foi necessária uma alteração para que comportasse todas regiões de refinamento. Portanto, como a simulação de uma turbina requeria uma extensão de $20D$, esta foi mantida para a simulação de arranjo triangular. Tendo como referencial para o comprimento como sendo o maior distanciamento entre as turbinas frontais e a traseira ($2,27D$, também), a nova profundidade do domínio computacional deve comportar o $20D + 2,27D$, totalizando $22,27D$ de comprimento para o formato paralelogramo contendo todos os atributos da simulação. Essa modelagem está exemplificada na Figura 5.16.

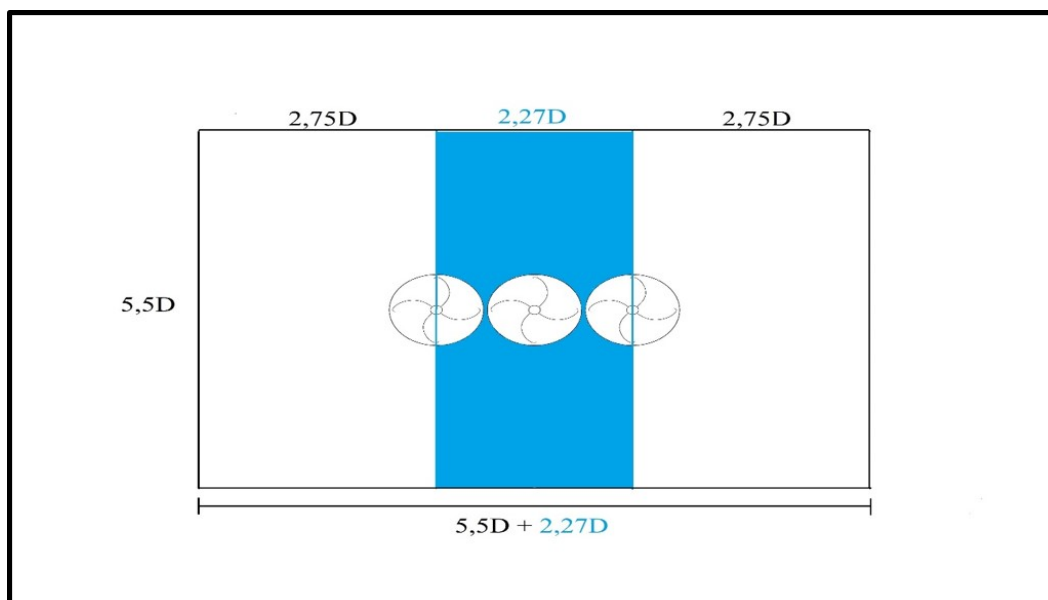


Figura 5.16 – Configuração Frontal da Simulação (3 Turbinas)

Por meio da convergência de resultados, foi simulado o caso de distanciamento de $2,27D$ da turbina traseira. Os seus resultados foram de, aproximadamente, $35,2\%$ para as frontais, enquanto que, para a terceira, houve um aumento de 3% no seu respectivo C_p . Portanto, pelo seu resultado já ter se estabilizado, este já foi aproveitado para a avaliação dos efeitos de posicionamento da turbina traseira.

Ainda assim, era necessário assegurar que os resultados provenientes do tamanho de domínio não seriam discrepantes dependendo do domínio computacional. Então, esta mesma configuração de distanciamento ($2,27D$ para os dois espaçamentos) foi simulada para tamanhos de domínio maiores. A Tabela 9 mostra que os resultados não variaram significativamente a ponto da simulação ser remontada.

Tabela 9 – Variação de Resultados conforme Aumento de Domínio Computacional (3 Turbinas)

Casos	Arestas (D)	Comprimento (D)	C_p (1)(%)	C_p (2)(%)	C_p (3)(%)
1	5,5	22,27	34,959	34,639	35,285
2	6	23,5	34,914	34,818	35,173

Com a Tabela 9, finalizam-se as convergências de resultados conforme Malha e Domínio Computacional, validando os próximos resultados contidos neste trabalho. Portanto, dá-se início a Avaliação dos Efeitos de Posicionamento da turbina traseira.

5.4 Avaliação dos Efeitos de Posicionamento da Turbina Traseira

Sendo validada a metodologia de simulação do arranjo triangular por 5.3.1 e 5.3.2, pode-se iniciar o estudo hidrodinâmico de sua configuração. Primeiramente, é

importante notar que, em analisando somente a performance da turbina traseira perante as demais, foi necessária a fixação de λ , ou Tip Speed Ratio, sendo sua velocidade tangencial adimensionalizada. Como nas demais simulações, foi adotada a rotação inicial de 35 rpm para todas as turbinas, todas no sentido anti-horário.

Como nota-se em 5.3.2, o domínio computacional foi dimensionado para comportar as simulações envolvendo os arranjos triangulares mais espaçados. Portanto, isto traz uma facilidade para o estudo hidrodinâmico do conjunto de turbinas, pois, caso contrário, para cada alteração do arranjo, seria necessária uma nova análise de convergência de domínio computacional. Logo, com este fixo, ainda que seu tamanho possa ser além do necessário para espaçamentos entre turbinas menores, seu resultado já é convergido.

Retomando a Figura 3.1, nota-se que no presente passo, o interesse resume-se na obtenção do Gráfico $C_p - L$. Sendo assim, as simulações subsequentes consistiram-se na obtenção dos Coeficientes de Potência para todas as 3 turbinas, para cada distanciamento L entre as turbinas frontais e a jusante.

Como ponto de partida, o espaçamento das turbinas frontais W foi mantido de $2,27D$, e L , a variável em questão, partiu de $2,27D$ (aproximadamente 5m), se aproximando das outras turbinas em passos de 0,5m para cada simulação. A coleta de dados foi efetuada até que $L = 0$, ou seja, quando todas as três turbinas estariam alinhadas. Portanto, foram realizadas um total de 8 simulações para esta análise do arranjo, resultando na Tabela 10, assinalando as turbinas do seguinte modo.

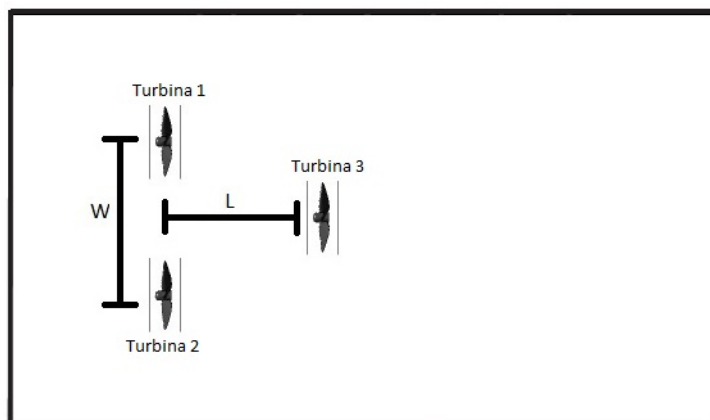


Figura 5.17 – Nomenclatura das Variáveis de Simulação de Arranjo Triangular

Tabela 10 – Aumento de C_p conforme Distanciamento L

Casos	L (D)	C_p (Frontais) - Média	C_p (Traseira)	Δ (%)
1	2,3	34,915	35,591	1,94%
2	2,0	35,117	36,782	4,74%
3	1,8	35,193	36,9	4,85%
4	1,6	35,198	36,893	4,82%
5	1,2	35,171	37,073	5,41%
6	0,8	35,174	36,925	4,98%
7	0,6	35,055	37,217	6,17%
8	0	35,872	36,517	1,80%

Por meio da Tabela 10, percebe-se que a variável Δ demonstra um comportamento dependente das duas turbinas, por ser um aumento percentual relativo entre valores de C_p . Logo, analisando separadamente as turbinas frontais (1 e 2), foi averiguado que o Coeficiente de Potência se manteve praticamente constante (em torno de 35,2%), com exceção para os dois últimos pontos ($L = 0,6D$ e $L = 0D$), onde houve uma pequena queda, seguida de um aumento brusco de C_p , respectivamente.

Simultaneamente, a Turbina 3 tem um comportamento um pouco mais sensível. Partindo da distância de $2,3D$, nota-se que ela possui $C_p < 36\%$, porém, em aproximando-a das 1 e 2, o Coeficiente de Potência sofre um aumento brusco até cerca de 36,9, onde se estabiliza neste mesmo valor até o distanciamento ser de $L = 0,8D$. Mais adiante, a partir de $L = 0,6D$, seu comportamento demonstra ser o oposto das turbinas frontais, por haver nos últimos dois pontos, uma subida e quedas bruscas, nesta ordem.

Para contabilizar qual seria o aumento de C_p devido ao posicionamento da Turbina 3 perante às demais, ele foi calculado por meio da razão entre elas. Foi considerada uma média aritmética entre as Turbinas 1 e 2 para este cálculo, pois há pequenas diferenças entre as turbinas frontais devido às interpolações do método CFD (HU; KASHIWAGI, 2004). Estes resultados são sumarizados no gráfico da Figura 5.18:

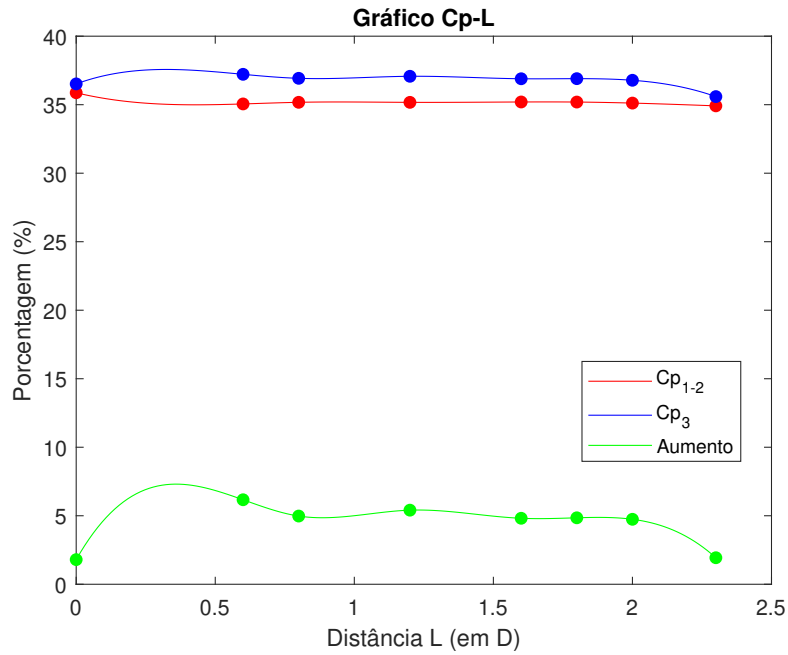


Figura 5.18 – Gráfico $C_p - L$

5.5 Curva $C_p - \lambda$ para o Arranjo Otimizado

Com as simulações realizadas, obteve-se o máximo aumento de C_p para $L = 0,6D$. Após essa conclusão, buscou-se a análise do comportamento dos coeficientes de potência para as 3 turbinas conforme varia-se as velocidades angulares de todas elas. Portanto, esta configuração de distâncias entre turbinas foi simulada para diversas rotações.

Todos os dados resultantes destes passos foram sumarizados na Tabela 11:

Tabela 11 – Dados de Análise de Rotação para Arranjo Otimizado

Rotação (rpm)	TSR (λ)	C_p (Frontais) - Média	C_p (Traseira)	Aumento (%)
20	0,92	28,898	30,332	4,96
30	1,15	32,050	33,666	5,04
35	1,61	35,055	37,217	5,74
40	1,84	35,37	37,583	6,26
45	2,07	34,682	36,994	6,67
50	2,30	33,3	35,485	6,56

É notável, por meio da Tabela 11, que o intervalo de λ testado compreende um pico de C_p para as Turbinas 1,2 e 3. Deste modo, foi relevante interporlar estes dados formando a curva $C_p - \lambda$, formando a Figura 5.19:

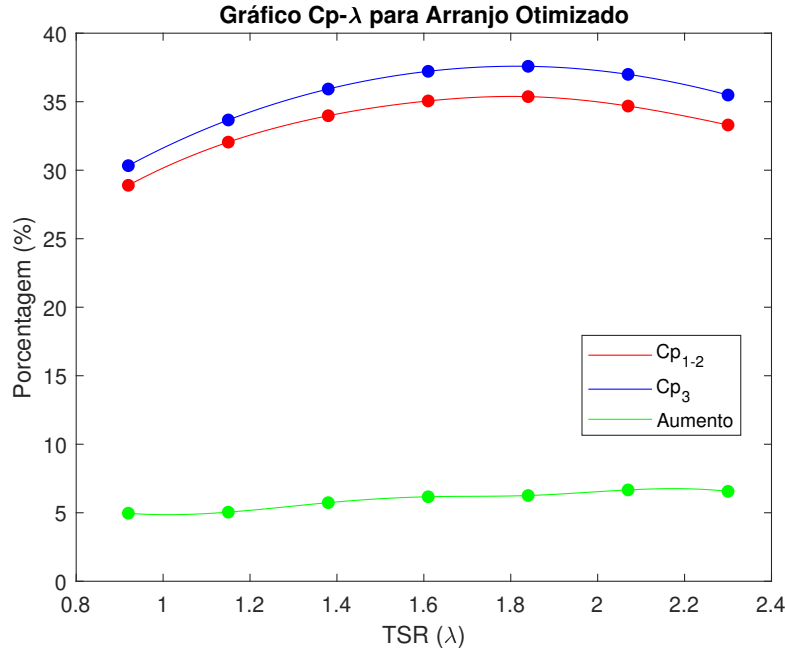


Figura 5.19 – Gráfico C_p - λ para o Arranjo Otimizado

Com o gráfico da Figura 5.19, foi averiguado o comportamento de cada C_p das Turbinas Frontais e Traseira conforme aumenta-se o correspondente λ . A partir dele, podem ser tiradas diversas conclusões desta relação C_p por λ . A primeira delas, seria de, até mesmo com a interação entre as turbinas no arranjo triangular, o pico do coeficiente de potência continua sendo o mesmo que para uma turbina separadamente ($\lambda_{otimo} \approx 1,8$).

Além disso, nota-se que as formas das curvas são bastante similares entre elas. Porém, como o Aumento de C_p é contabilizado com base na diferença entre os coeficientes de potência das turbinas frontais com a traseira, observou-se que o seu acréscimo percentual continua crescente, independentemente de os valores nominais de C_{p1-2} e C_{p3} estarem aumentando ou diminuindo.

Mais além, o Aumento de C_p demonstra atingir também o seu cume em $\lambda \approx 2,2$. Isto pode ser destacado pelo seu valor estar se estabilizando até $\lambda = 2,07$, e, após este ponto, ele sofre queda de 6,67% para 6,56%. Finalmente, pode-se concluir que o caráter do aumento relativo de potência entre as turbinas também assume comportamento parabólico, no sentido de haver um ponto de máximo. Entretanto, ele se encontra deslocado a direita, pois $\lambda_{otimo} \approx 1,8$ e $\lambda_{aumento_{max}} \approx 2,2$.

6 Resultados

6.1 Análise para 1 Turbina

Os resultados obtidos a partir deste estudo serviram para 4 grandes conclusões para a operação da turbina Hk-10:

1. Potência de uma turbina;
2. Relação entre C_p e L para um arranjo triangular;
3. Otimização de Extração Energética com base em L ;
4. Manutenção de λ ótimo conforme arranjo otimizado.

Seguindo a sequência adotada neste trabalho, pode-se comentar dos dados de performance colhidos por meio de simulações com uma turbina. Conforme foi estabelecido em Valores de Referência (5.1), os valores de C_p gerados em Brasil et al. (2016) e Britto (2017) serviram somente como referência para os dados vindos a partir deste trabalho.

Partindo do fato que cada malha numérica em uma pesquisa é bastante específica, dependendo diretamente da sua elaboração, assim como o software adotado, a divergência de valores para diferentes trabalhos era bastante previsível. Porém, as magnitudes do Coeficiente de Potência deveriam manter a sua ordem de grandeza para sua validação, ainda que com a metodologia única.

Com base na Convergência de Resultados conforme Malha Numérica (5.2.1) e Convergência de Resultados conforme Domínio Computacional (5.2.2), o C_p médio para uma turbina isolada foi de 33,7% (Tabela 5).

Para o estudo hidrodinâmico, não foi somente visualizado o Coeficiente de Potência para analisar o comportamento do escoamento, além disso, foram colhidas dados de pressão e velocidade do escoamento na direção principal (referenciada pela entrada do fluido). Sendo assim, a visualização do comportamento do escoamento pode ser validada com os princípios de conservação da quantidade de movimento, tratando a própria turbina como uma barreira à passagem da água.

Na Figura 6.3, nota-se o campo de velocidade dentro do domínio computacional, havendo uma zona de estagnação ($\vec{u} \approx 0$) para os fluidos nas mais próximas vizinhanças da superfície da pá, com exceção das regiões mais distantes na pá, onde a velocidade atinge valores máximos (aproximadamente $10m/s$). Este fenômeno é acarretado pela própria rotação da turbina, já que o fluido que segue o movimento do rotor quando nas suas proximidades, gerando sua rotacionalidade, que remanesce até mesmo quando o passa, gerando a região de esteira.

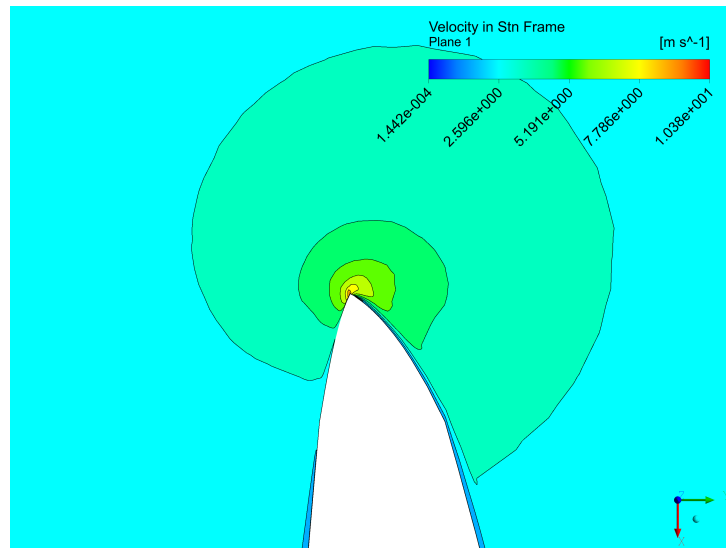


Figura 6.1 – Campo de Velocidade nas Proximidades da Pá (1 Turbina)

A esteira de velocidade é gerada pela passagem do fluido por uma barreira, ainda mais quando esta é rotativa. Portanto, para exemplificar das partículas de fluido que vão de encontro à turbina, foram analisadas as linhas de corrente, partindo da entrada do Inlet do domínio computacional até a sua saída no Outlet. Deste modo, o escoamento incidente, que tinha caráter uniforme, começa a adquirir rotacionalidade, conforme é assimilado da Figura 6.2.

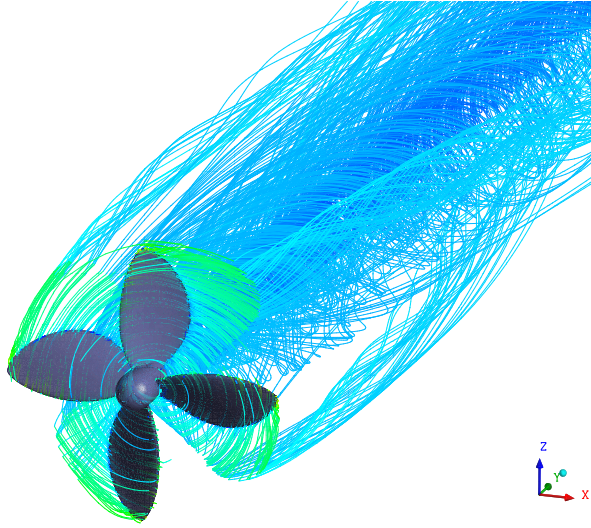


Figura 6.2 – Linhas de Corrente do Escoamento (1 Turbina)

Apesar de a extração de potência ser bastante dependente comportamento hidrodinâmico do fluido nas proximidades do rotor, não se pode desprezar os efeitos da esteira formada jusante à turbina. Ela é diretamente relacionada ao gradiente de pressão adverso formado na região traseira da turbina.

Portanto, a Figura 6.3 traz a tipologia do escoamento nos limites do domínio computacional imposto. Nota-se que o seu tamanho ($5,5D$ de Altura e Largura, $20D$ de Comprimento) foi eficientemente dimensionado, pois este espaço foi extenso o suficiente para comportar toda a região de esteira (compreendendo cerca de $13,3D$), trazendo um resultado mais condicente para C_p da Hk-10.

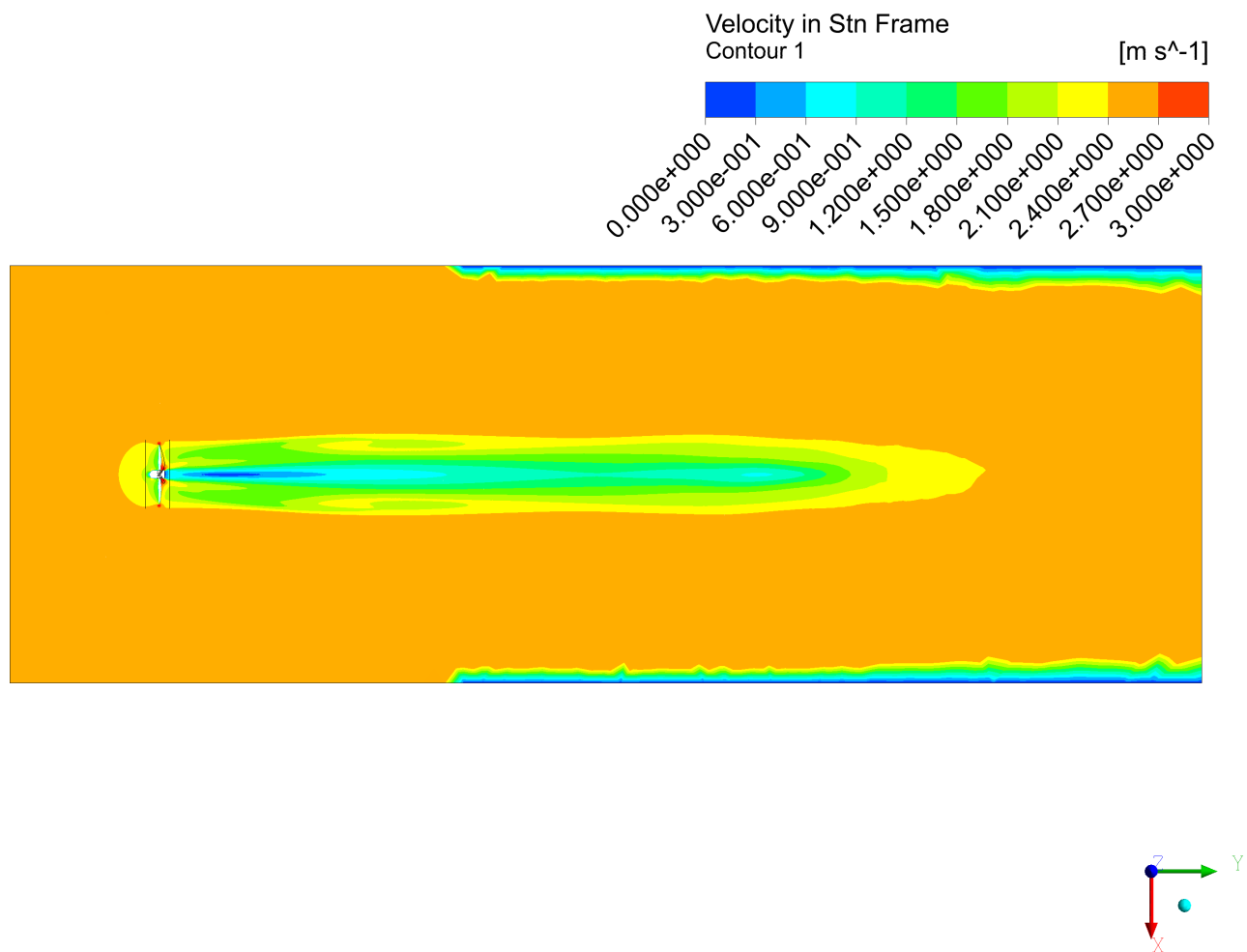


Figura 6.3 – Campo de Velocidade (1 Turbina)

O campo de pressão formado a partir da presença da turbina é o responsável pela distribuição de velocidade mostrada na Figura 6.3. A zona de estagnação afrente da turbina, no bico da nacele, categoriza as regiões de pressão máxima ao longo da turbina. Porém, mais relevante para a extração de potência, a distribuição de pressão ao longo das pás foi visualizada na Figura 6.4.

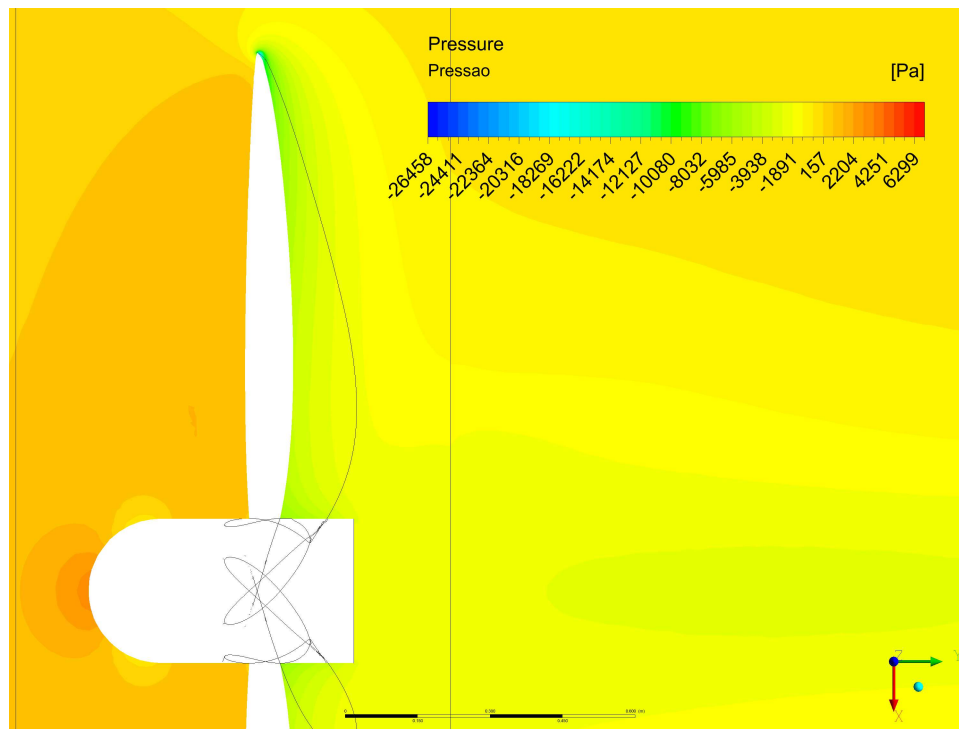


Figura 6.4 – Campo de Pressão ao Redor das Pás (1 Turbina)

Conforme o escoamento vai contornando a turbina, é percebido o gradiente de pressão formado. Na iminência do fluido incidir sobre o rotor, é formada uma zona de pressão alta (em torno de $2,3\text{ kPa}$, conforme legenda da figura), enquanto que, após a passagem pelas pás, a pressão atinge valores menores (em torno de -6 kPa , conforme legenda da figura). De acordo com estes resultados, conclui-se que, imediatamente após as pás, é gerada uma zona de subpressão, devido à pressão negativa.

Por consequência destes fenômenos, era interessante notar como que a velocidade e pressão das partículas do fluido variavam conforme sua posição no escoamento. Sendo assim, foram elaboradas três linhas de medição: Linha Raiz, próxima da raiz da pá; Linha Meio, localizada na região intermediária da pá; Linha Fim, na extremidade da pá. A Figura 6.5 exemplifica a posição de cada linha de referência no domínio computacional.

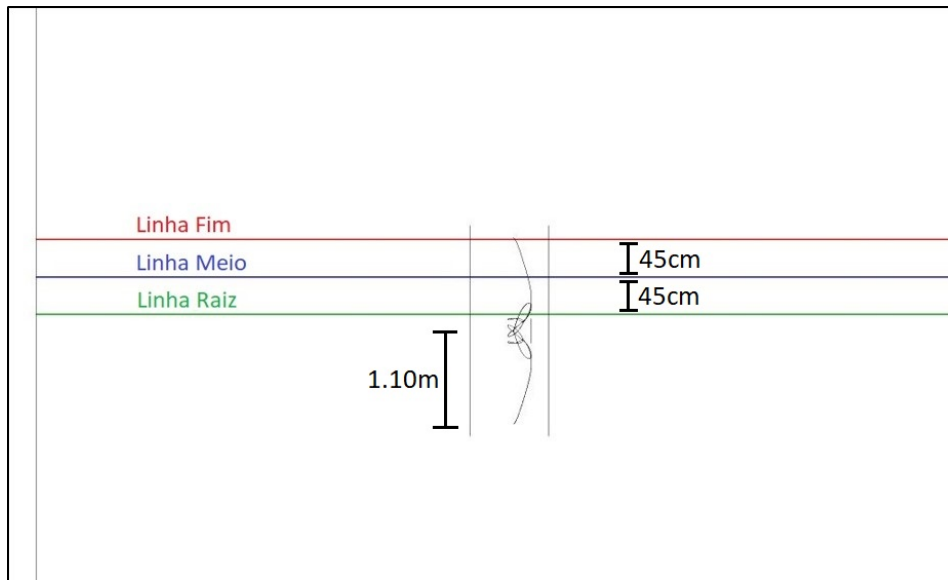


Figura 6.5 – Linhas de Referência para as Tomadas de Velocidade e Pressão (1 Turbina)

Considerando estas localidades para estas linhas de medição, a variação de velocidade é assinalada na Figura 6.6:

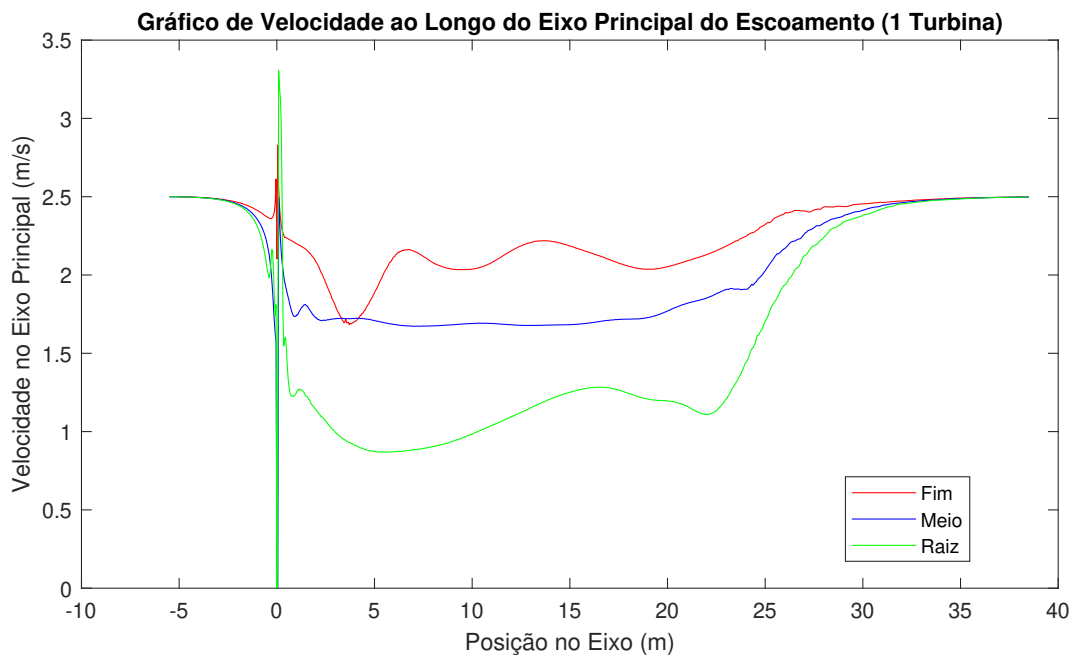


Figura 6.6 – Variação da Velocidade ao Longo do Eixo Principal do Escoamento para as 3 Linhas de Medição (1 Turbina)

Com este gráfico, vários fatos podem ser observados. O primeiro deles seriam os pontos iniciais e finais de medição, correspondendo à velocidade do escoamento não perturbado ($V_{\infty} = 2,5\text{ m/s}$). Além disso, é importante destacar a inexistência de velocidade na direção \vec{y} dentro da turbina, por ser uma barreira física. Portanto, devido a geometria da pá, que se difere para cada posição das 3 linhas de medição, por consequência, os comprimentos contendo estas quebras de leituras serão diferentes.

Enquanto isso, a variação de pressão é do seguinte formato (Figura 6.7):

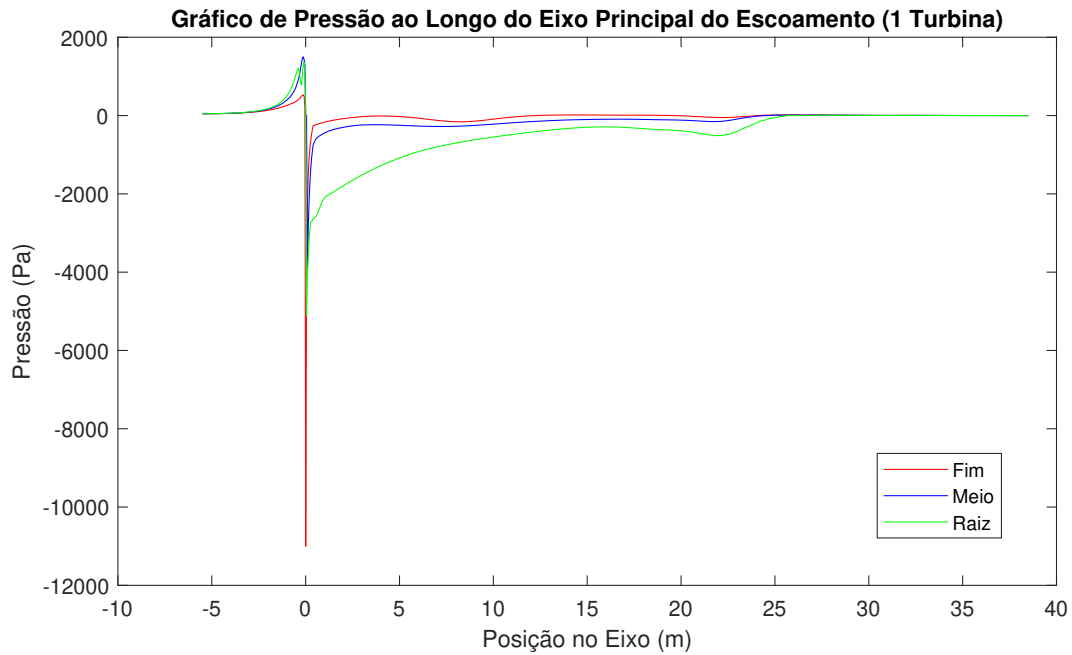


Figura 6.7 – Variação da Pressão ao Longo do Eixo Principal do Escoamento para as 3 Linhas de Medição (1 Turbina)

Nota-se, então, que a pressão é distribuída na turbina de modo que seja maior conforme aproxima-se do centro. Isto acaba compensando a diminuição do braço de alavanca para o torque. Portanto, o pico de pressão na pá é atingido na Linha Meio (Azul), com magnitude de, aproximadamente, $1,6kPa$ na entrada da turbina, enquanto que, na sua saída, a pressão final chega até $-5kPa$.

6.2 Análise para o Arranjo Triangular

O arranjo triangular se difere bastante da Análise para Uma Turbina (6.1). O domínio computacional, assim como a malha numérica, precisaram ser reajustados para que todos os fenômenos hidrodinâmicos inerentes a configuração das três turbinas fossem captadas (ALMOHAMMADI et al., 2013).

Portanto, após estes pré-requisitos serem atingidos, os resultados colhidos contidos na Tabela 10 foram de suma importância para as conclusões do estudo. Ao elaborar o Gráfico de Resultados C_p - L (6.8), obteve-se o seguinte comportamento:

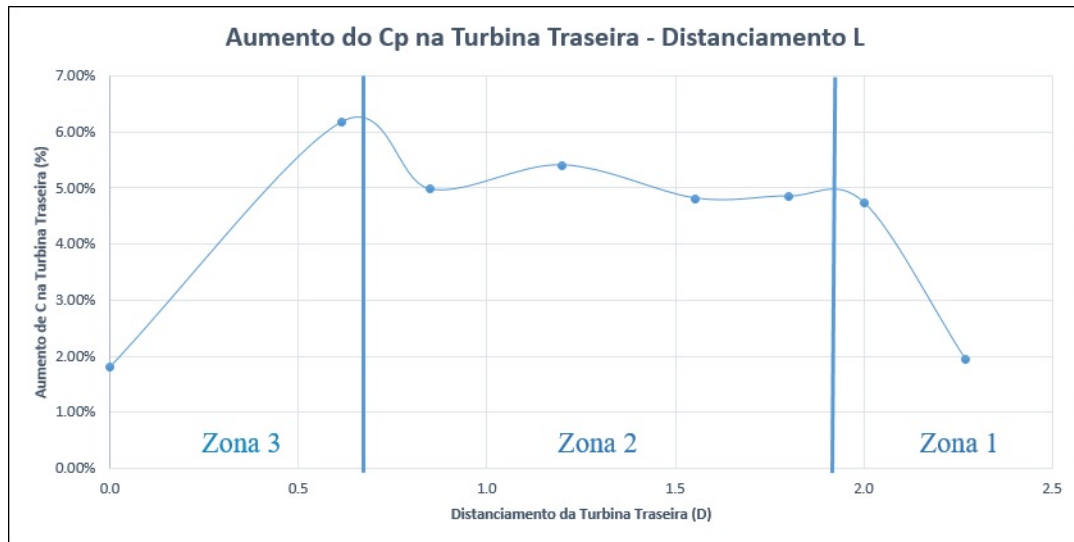


Figura 6.8 – Zonas de Comportamentos Distintos de C_p - L

Logo, nota-se que houve um distanciamento $L_{ótimo}$ no qual o C_p da Turbina 3 atinge o seu ponto máximo. Este ponto se localiza, aproximadamente, em $0,4D$, com base nas interpolações realizadas para elaboração da curva. Nesta localidade, o aumento do Coeficiente de Potência chegaria até 8% com relação às demais turbinas. Conforme a terceira turbina se aproxima das frontais, a partir deste ponto, a geração energética já volta a diminuir.

Notando o comportamento bastante diferente das turbinas dependendo do distanciamento entre elas, era relevante compreender o motivo pelo qual isso ocorre. Portanto, levou-se em conta que os pontos mais relevantes para demonstração do campo de velocidade seriam:

- $L = 2,27D$ - Queda de C_p para a Turbina 3;
- $L = 1,8D$ - Estabilização de C_p para qualquer turbina;
- $L = 0,6D$ - Ponto mais próximo de $L_{ótimo}$ onde foram gerados resultados;
- $L = 0D$ - Nova Queda de C_p para a Turbina 3, mas aumento das demais.

Portanto, nesta mesma ordem, os campos de velocidades para estes diversos arranjos são expostos a seguir:

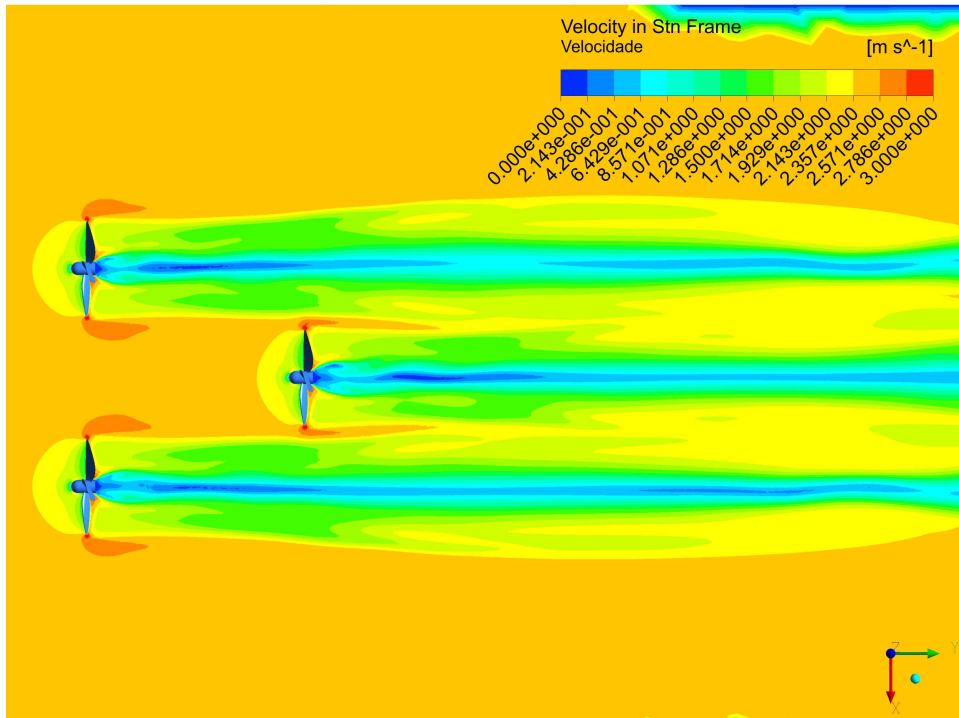


Figura 6.9 – Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 2, 27D$

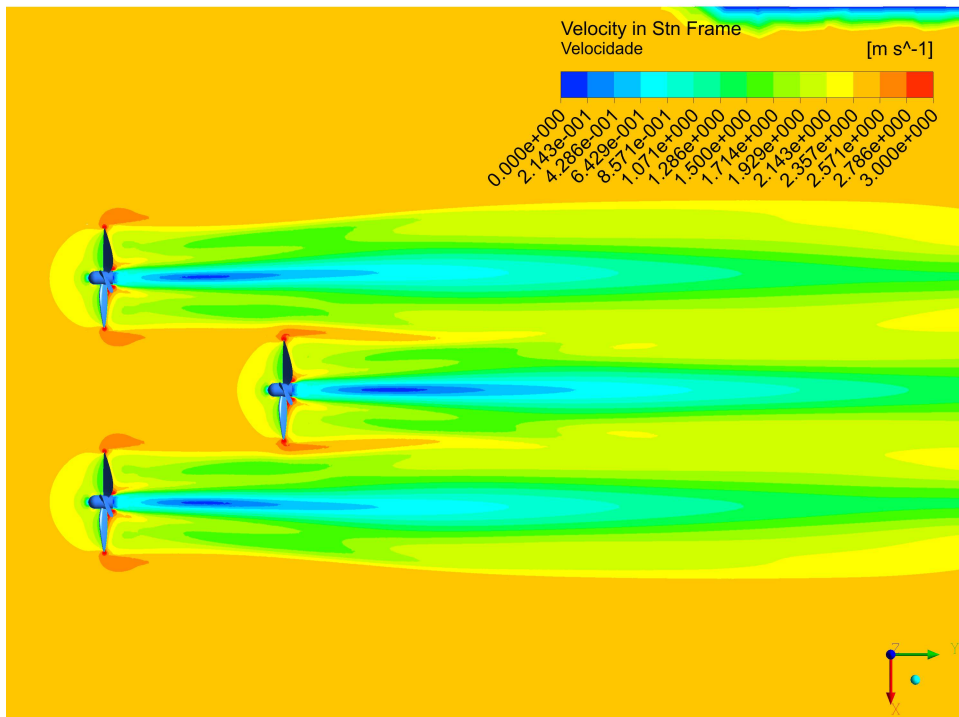


Figura 6.10 – Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 1, 8D$

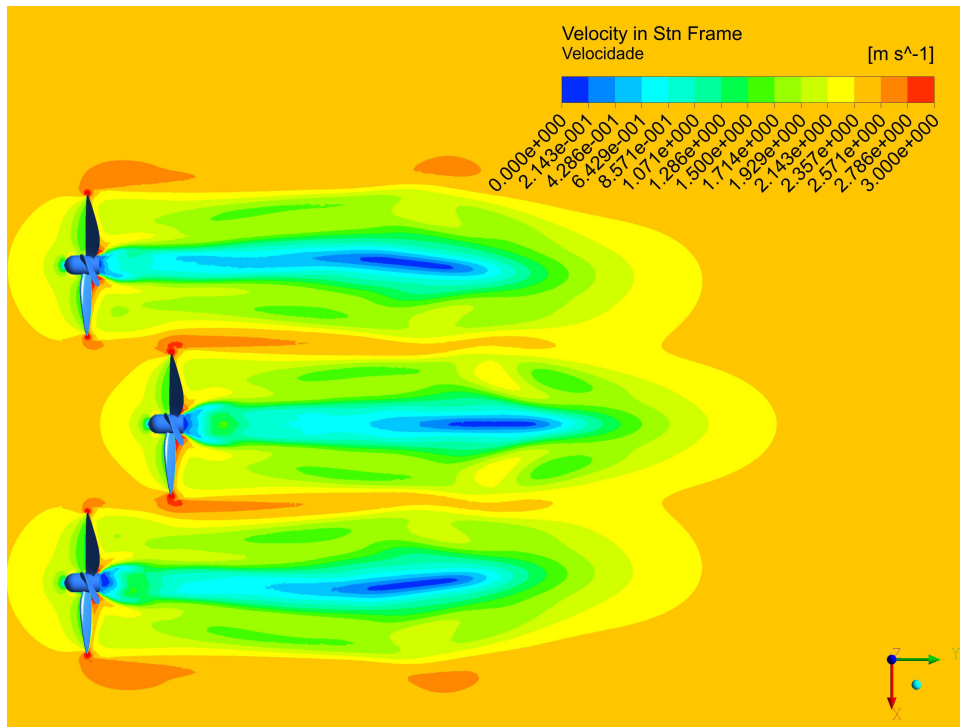


Figura 6.11 – Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 0,6D$

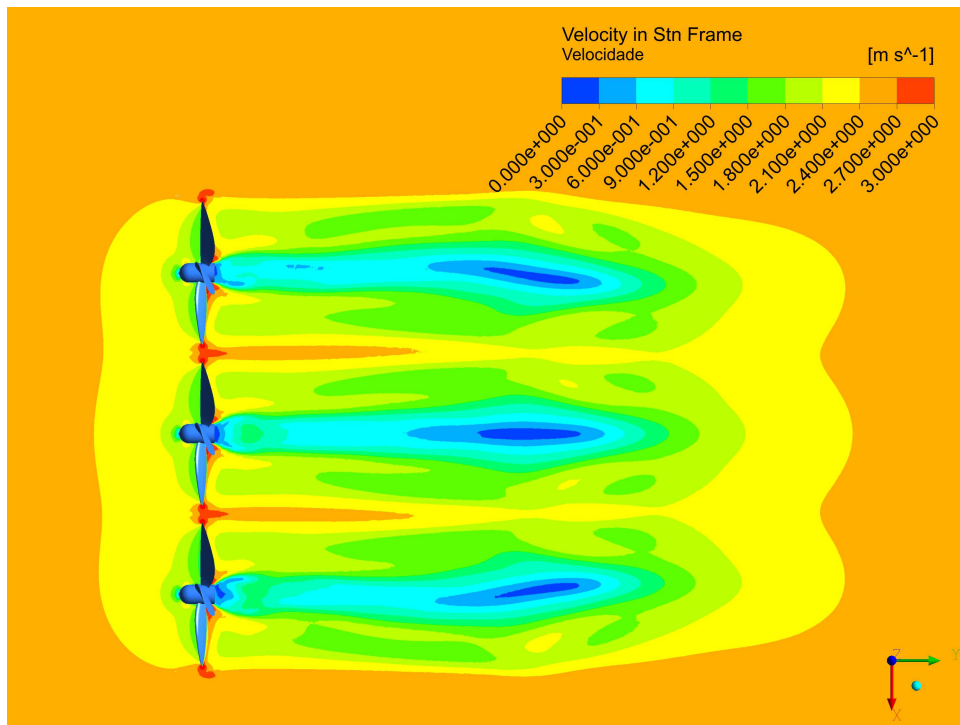


Figura 6.12 – Comportamento Hidrodinâmico Global para $L = 0D$

Em primeiro lugar, é importante observar que a barreira ao escoamento formada pelas Turbinas 1 e 2 acabam comprimindo o escoamento entre elas, ou seja, o Efeito Venturi (CHAWDHARY et al., 2017). Este fenômeno pode ser notado na Figura 6.9, onde as turbinas frontais formam a região de maior velocidade nos extremos de suas pás (Região Laranja). Isto acaba trazendo um escoamento mais veloz para a Turbina 3, logo, o aumento

do seu C_p .

Partindo para a Figura 6.10, a grande diferença que se percebe para a 6.9 está na esteira jusante às turbinas. Comparando as regiões de mínima velocidade (Azul) entre elas, a sua extensão já é bem reduzida já na aproximação de $2,27D$ para $1,8D$. Não somente isso, é tamanha a extensão da região de mínima velocidade que até mesmo ao ser comparada para o estudo de uma turbina isolada (Figura 6.3), não se atinge tamanho comprimento.

Mais além, partindo do distanciamento de $1,8D$ para $0,6D$, vários outros fenômenos foram perceptíveis nas simulações CFD. A primeira entre elas foi a redução drástica do tamanho da zona de baixa velocidade, após a passagem do fluido pela turbina. A recuperação do escoamento para a velocidade não perturbada de $2,5m/s$ se demonstrou bem mais rápida do que nas Figuras 6.9 e 6.10. Estes grandes gradientes de velocidade não foram somente na zona de esteira, mas também no entorno da Turbina 3, sendo destacada pelo aumento da região laranja e vermelha na Figura 6.11.

Finalmente, na Figura 6.12, todas as turbinas estão emparelhadas em um arranjo linear. Similar a Figura 6.11, a região de esteira remanesceu pequena. Além disso, houve uma superposição das zonas de baixa velocidade montante ao arranjo (Amarela e Verde), formando uma região completa de escoamento lento. Este é um dos grandes responsáveis pela queda do Coeficiente de Potência, quando comparado ao caso anterior.

Entretanto, um fator muito importante foi o simultâneo aumento do C_p para as Turbinas 1 e 2, enquanto houve uma descendente extração de potência da 3, devido a captação de energia desta ser transferida às outras, tendendo a um equilíbrio de captação'. Por fim, os Coeficientes de Potência de todas as turbinas ficaram praticamente iguais, com um aumento inferior a 2% para a Turbina Traseira.

6.3 Análise do Comportamento Hidrodinâmico nos Fim, Meio e Raiz da Pá com base em L

Na parte final deste estudo, deseja-se ter uma visão completa do escoamento no contorno da Turbina 3, com base na distância para as duas turbinas frontais. Sendo assim, deve-se ter ciência das diferenças do escoamento dependendo da posição analisada na pá.

Na raiz, ou base dela, o escoamento está bastante aderido à Nacele, pois se localiza exatamente na junção entre ambas as partes, logo, o escoamento se encontra bastante freado nesta região. Enquanto isso, no fim da pá, ou extremo, se encontram as maiores velocidades do fluido, tendo em vista que a própria rotação da pá gera momento angular, inserindo forças maiores para grandes braços de alavanca. Por fim, o meio da pá se encontra numa zona de transição entre ambas as camadas da raiz e do fim. (JAGANNATH; BANE; NALIM, 2018; AKBARI; NALIM; MUELLER, 2006)

Com este fim, foram coletados todos os dados de pressão e velocidade gerados pelas simulações em que foram variados L (Tabela 10). As tomadas de medição foram similares a Análise de Uma Turbina (Figura 6.5), entretanto, como o enfoque está na Turbina 3, as Linhas Raiz, Meio e Fim foram referenciadas na pá dela e de comprimento igual à extensão do domínio computacional, conforme Figura 6.13.

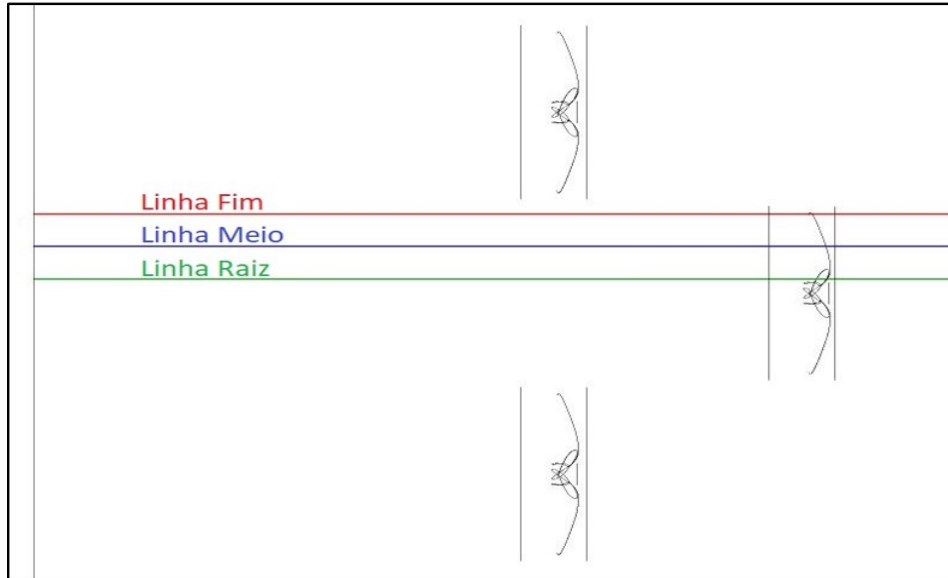


Figura 6.13 – 3 Linhas de Medição para o Arranjo Triangular

Para uma medição que discretizasse devidamente o escoamento no domínio computacional, cada linha da Figura 6.13 foi subdividida igualmente em 1000 pontos de medição, e seus dados colhidos para os gráficos de Pressão e Velocidade por L e Posição no eixo \vec{y} (Direção Principal do Escoamento). Com objetivo de obter gráficos de superfícies com base nas simulações já realizadas, foram necessárias interpolações para que as curvas se ajustassem aos pontos obtidos.

Logo, foram segregados 3 tipos de gráficos, correspondentes às zonas da pá: Fim, Meio e Raiz. Para cada localidade da turbina traseira foram elaborados seus gráficos de pressão (Pa) e velocidade do escoamento na direção principal (m/s) para diversos $L(D)$ e $y(m)$.

6.3.1 Fim da Pá

Tendo como linha de medição a Linha Fim, conforme Figura 6.13, mostra-se os seguintes gráficos, onde os pontos pretos foram os valores obtidos ao longo das simulações para determinado L :

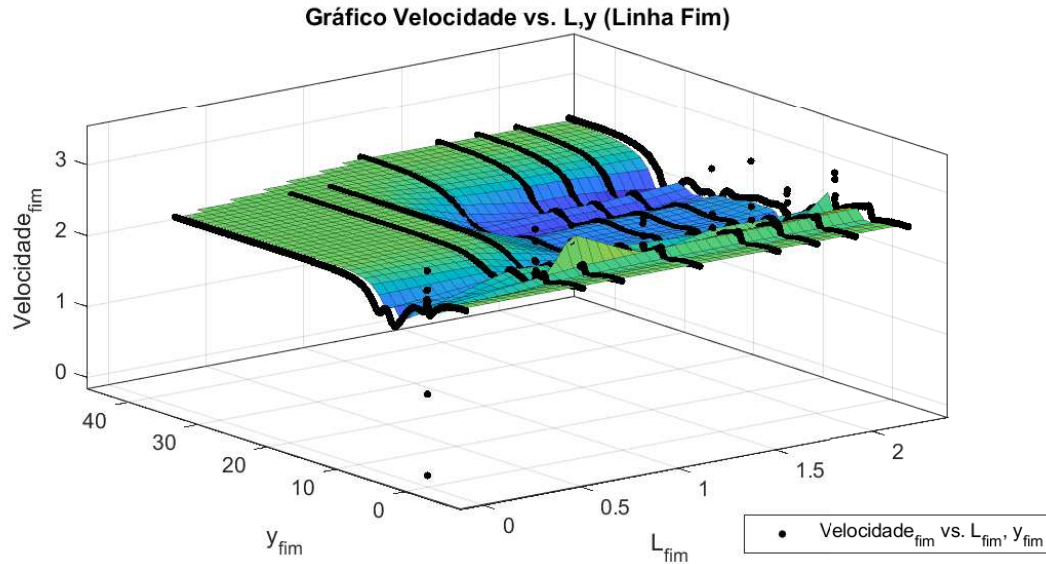


Figura 6.14 – Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Fim)

A visão deste gráfico permite destacar a recuperação de velocidade ocorrido para $L \leq 0,6D$, enquanto que, nos outros casos, houve bastante perturbação do escoamento jusante à Turbina 3, assemelhando-se pelas grandes esteiras formadas (Figura 6.10). Enquanto isso, a velocidade de entrada do fluido na turbina é decrescente conforme as três turbinas se aproximam, saindo de $2,75m/s$ (aproximadamente) em $L = 2,27D$ para $2,3m/s$ no alinhamento entre elas.

Partindo para a análise por meio da pressão causada pelo escoamento, a Figura 6.15 tem a seguinte forma:

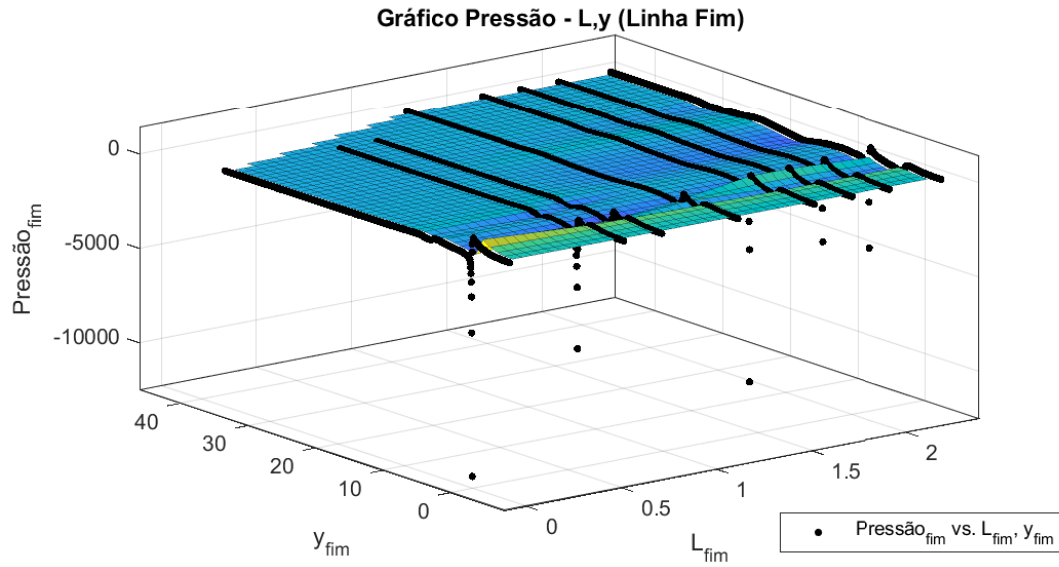


Figura 6.15 – Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Fim)

Por meio desta figura, pode-se compreender que a pressão após a passagem pela turbina não é tão sensível a L quanto a velocidade nesta região (Figura 6.14). Em contrapartida, o comportamento dos gradientes de pressão anteriores à máquina se diferem bastante conforme varia-se o distanciamento dela. Partindo do caso mais distante ($2,27D$), nota-se que ocorre uma repentina queda de pressão iminentemente antes da fluxo adentrar na Turbina 3, porém, conforme L diminui, a pressão nesta localidade começa a aumentar até $300Pa$, formando um gradiente de pressão que auxilia a passagem do fluido pela pá no sentido de \vec{y} .

6.3.2 Meio da Pá

Fazendo uma análise similar a realizada para o Fim da Pá, segue o gráfico relacionando a Velocidade do Escoamento em \vec{y} com L e a posição ao longo da extensão da simulação:

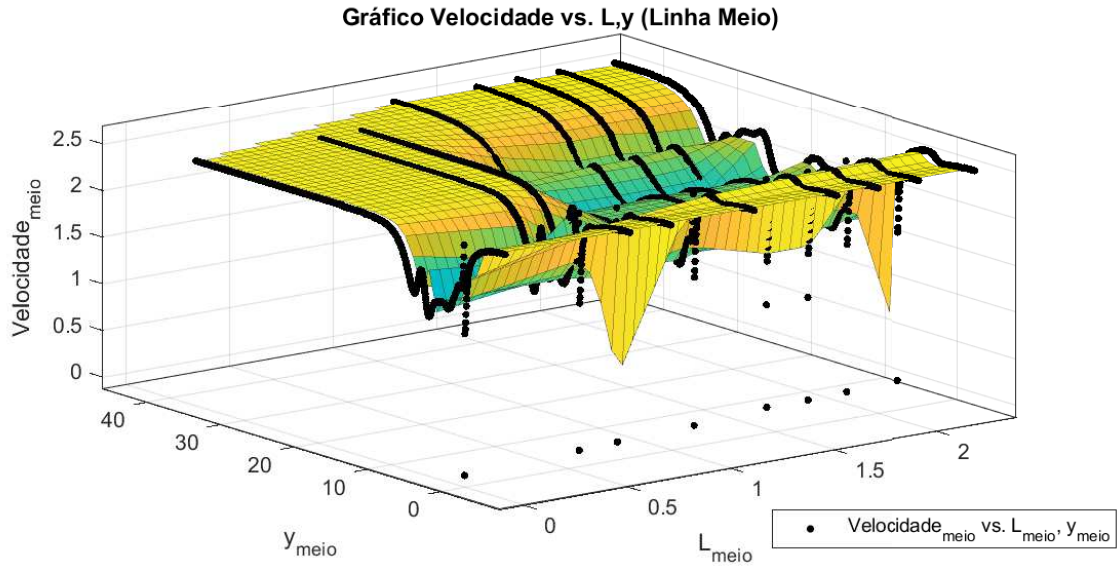


Figura 6.16 – Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Meio)

Para a Figura 6.16, destacam-se certas semelhanças com a Medição na Linha Fim, pois ocorre a precoce recuperação do escoamento nas 3 simulações onde o arranjo triangular está mais compacto. Porém, as quedas de velocidade para os casos de L maiores são bem maiores, se recuperando somente além de $13D$ após a passagem do fluido pelo rotor, entre picos e vales de magnitude de 60% da velocidade do escoamento não perturbado.

Os dados correspondentes a pressão são apresentados no gráfico da Figura 6.17:

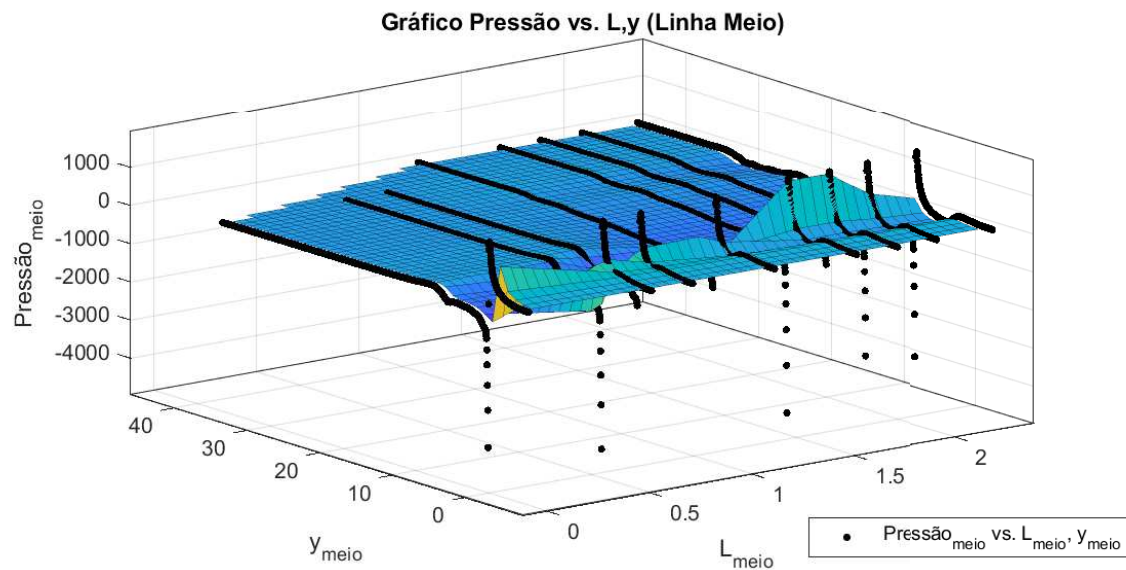


Figura 6.17 – Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Meio)

A Figura 6.17 mostra um comportamento mais acentuado da pressão conforme os pontos de análise na altura da pá partem do extremo até a região intermediária, onde ela é bem mais extensa (MENTER et al., 2006). O gradiente de pressão continua se encontrando contido nas vizinhanças da turbina, não se amplificando consideravelmente para as outras regiões do domínio computacional. Entretanto, é importante relatar que há um determinado ponto no qual o gradiente de pressão na entrada da turbina sofre uma queda brusca, localizado entre as simulações de $L = 1,2D$ e $L = 1,6D$.

6.3.3 Raiz da Pá

Por fim, remanesce a análise dos efeitos no escoamento ao longo da altura da raiz da pá. Logo, tem-se o seguinte gráfico obtido pela interpolação entre as simulações CFD:

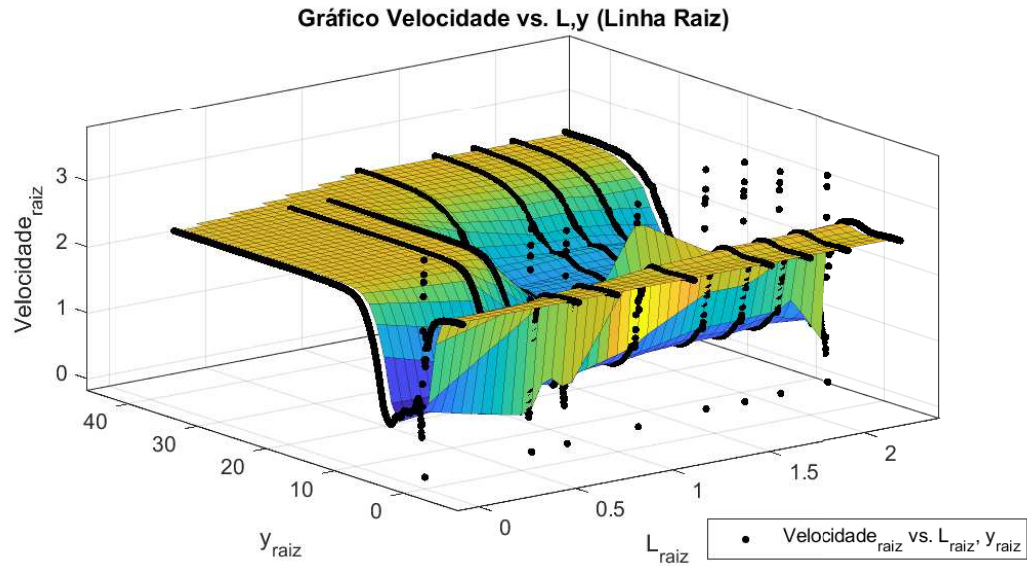


Figura 6.18 – Gráfico Velocidade do Escoamento no Eixo Principal - L vs. y (Linha Raiz)

A Figura 6.18 mostra o grande vale formado para grandes distanciamentos L . Porém, diferentemente da Figura 6.16, a velocidade começa a ter um caráter bem mais suave, não havendo drásticas e periódicas flutuações. Este vale tem relação com o gradiente de pressão formado jusante à Turbina 3, conforme será analisado a seguir na Figura 6.18.

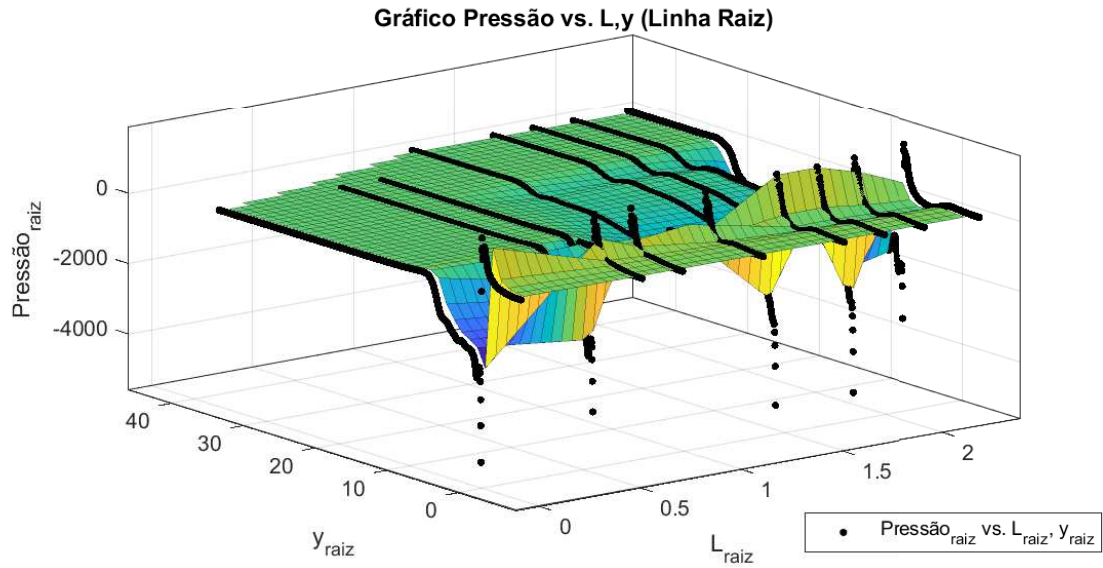


Figura 6.19 – Gráfico Pressão - L vs. y (Linha Raiz)

Neste gráfico, pode-se apontar o porquê da grande região de baixa velocidade formada após a passagem do fluido pela turbina (Figuras 6.9 e 6.10). Vale notar que, assim como a velocidade do escoamento não perturbado, também há a pressão para tal, correspondendo a Pressão Relativa $P_{rel} = 0Pa$. Logo, é notado que a pressão relativa nula precisa de um espaço de mais de $13D$, ou seja, mesma distância necessária para a recuperação da velocidade do escoamento. Portanto, o grande responsável pela contenção de escoamento jusante à Turbina 3 é o gradiente de pressão adverso ($\nabla P < 0$) formado nesta região, comprometendo, também, o seu respectivo C_p (BRASIL et al., 2016; BRITTO, 2017).

7 Conclusão

Os trabalhos anteriores relacionados a arranjos com a turbina Hk-10 levaram a conclusões, tanto do campo de velocidade do escoamento jusante a maquina (BRASIL et al., 2016), quanto do aumento da extração de potência (BRITTO, 2017). Portanto, neste estudo, procurou-se uma análise global do porquê do aumento de C_p na turbina traseira, quando estão posicionadas em arranjo triangular.

Os Resultados (6) contém os gráficos de pressão e de velocidades ao longo da direção \vec{y} (Eixo Principal do Escoamento), para várias distâncias L da turbina traseira até as frontais. Deste modo, foi possível uma análise geral das relações entre a velocidade do escoamento, gradientes de pressão e a capacidade de extração de energia da máquina.

Ao longo do estudo, foram notadas várias peculiaridades do comportamento hidrodinâmico para diferentes valores de L . Para arranjos triangulares nos quais a turbina traseira está mais distante das demais, os gradientes de pressão adversos jusantes às turbinas levam a um Coeficiente de Potência praticamente igual ao das outras. Já quando estas estão emparelhadas, também não há aumento relativo entre as turbinas, porém, neste caso, as turbinas frontais passam a eficientizar sua geração, enquanto que a traseira decresce este potencial.

Foi concluído que o maior aumento relativo da turbina traseira perante às demais se dá em um afastamento de $L = 0,4D$, aproximadamente. De acordo com simulações CFD, o aumento pode chegar ao seu máximo em $\Delta = 8\%$, aproximadamente. Entretanto, como a própria modelagem computacional impõe, estes resultados possui certas suposições, como escoamento permanente, incompressível.(BARTHELMIE et al., 2009)

Além disso, conclui-se que, para maiores valores de C_p , o conhecimento da fisionomia do escoamento nos arredores das turbinas é essencial. Por meio das análises gráficas dos campos de pressão e velocidade ao longo do domínio computacional, os resultados foram averiguados com base nos Valores de Referência em Brasil et al. (2016), Britto (2017) e avaliados com base nos conceitos da Mecânica dos Fluidos.

Finalmente, quanto à relação C_p - λ para o arranjo otimizado, várias muito conhecimento foi agregado. Notou-se que, com as distâncias fixas entre as turbinas, o pico do coeficiente de potência para todas as turbinas remanesceu igual, comparado à análise de uma turbina isolada ($\lambda_{otimo} \approx 1,8$). Em contrapartida, o acréscimo relativo de C_p das

turbinas frontais para a traseira apresentou também um máximo (6,67%), porém o TSR correspondente era 2,2. Logo, há uma diferença entre os pontos de pico de C_p para cada turbina separadamente para o Aumento entre 1-2 e 3.

Referências

- AKBARI, P. et al. A review of wave rotor technology and its applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 128, n. 4, p. 717–735, 2006. Citado na página 50.
- ALMOHAMMADI, K. et al. Computational fluid dynamics (cfd) mesh independency techniques for a straight blade vertical axis wind turbine. *Energy*, Elsevier, v. 58, p. 483–493, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 46.
- ANTONIETTI, A. J. *Influência dos Modelos de Turbulência k-omega, SST e k-w/SST na Obtenção da Força de Sustentação em Perfil Aerodinâmico Usando CFD*. [S.l.]: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2011. Citado na página 14.
- BARTHELMIE, R. J. et al. Modelling and measuring flow and wind turbine wakes in large wind farms offshore. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, Wiley Online Library, 2009. Citado na página 58.
- BETZ, A. *Wind-energie und ihre ausnutzung durch windmühlen*. [S.l.]: Vandenhoeck, 1926. Citado na página 7.
- BRASIL, A. et al. On the hydrodynamics of a row arrangement of hydrokinetic propeller turbines. *research gate*, 2016. Citado 13 vezes nas páginas ix, xi, 3, 4, 7, 19, 20, 21, 24, 33, 40, 57 e 58.
- BRITTO, V. S. *Hidrodinâmica de Turbinas Hidrocinéticas em Arranjo*. out. 2017. Dissertação (mathesis) — Universidade de Brasília. Citado 14 vezes nas páginas ix, xi, 3, 4, 5, 10, 18, 19, 20, 21, 24, 40, 57 e 58.
- CARCANGIU, C. E. *CFD-RANS study of horizontal axis wind turbines*. 2008. Tese (Doutorado) — Università degli Studi di Cagliari. Citado na página 7.
- CHAWDHARY, S. et al. Wake characteristics of a triframe of axial-flow hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 109, p. 332–345, 2017. Citado na página 49.
- FARIA, A. R. de O. *PROJETO DE UMA TURBINA HIDROCINÉTICA DE FLUXO AXIAL E EIXO HORIZONTAL PARA GERAÇÃO DE BAIXAS POTÊNCIAS*. 2017. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro. Citado na página 1.
- GIGUERE, P.; SELIG, M. S. *Design of a tapered and twisted blade for the NREL combined experiment rotor*. [S.l.], 1999. Citado na página 8.
- GORBAN, A. N. et al. Limits of the turbine efficiency for free fluid flow. *Journal of energy resources technology*, American Society of Mechanical Engineers, v. 123, n. 4, p. 311–317, 2001. Citado na página 18.

GUNEY, M. S. Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, 2011. Citado na página 7.

HAND, M. et al. *Unsteady aerodynamics experiment phase VI: wind tunnel test configurations and available data campaigns*. [S.l.], 2001. Citado na página 8.

HU, C.; KASHIWAGI, M. A cip-based method for numerical simulations of violent free-surface flows. *Journal of Marine Science and Technology*, Springer, v. 9, n. 4, p. 143–157, 2004. Citado na página 37.

JAGANNATH, R. R. et al. Numerical modeling of a wave turbine and estimation of shaft work. *Journal of Fluids Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 140, n. 10, p. 101106, 2018. Citado na página 50.

JONKMAN, J. M. *Modeling of the UAE wind turbine for refinement of FAST { } AD*. [S.l.], 2003. Citado na página 8.

LANGTRY, R. et al. Predicting 2d airfoil and 3d wind turbine rotor performance using a transition model for general cfd codes. In: *44th AIAA aerospace sciences meeting and exhibit*. [S.l.: s.n.], 2006. p. 395. Citado na página 9.

LANGTRY, R.; MENTER, F. Transition modeling for general cfd applications in aeronautics. In: *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. [S.l.: s.n.], 2005. p. 522. Citado na página 9.

LANZAFAME, R. et al. Wind turbine cfd modeling using a correlation-based transitional model. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 52, p. 31–39, 2013. Citado na página 8.

LANZAFAME, R. et al. 2d cfd modeling of h-darrieus wind turbines using a transition turbulence model. *Energy Procedia*, Elsevier, v. 45, p. 131–140, 2014. Citado na página 22.

LEISHMAN, G. J. *Principles of helicopter aerodynamics with CD extra*. [S.l.]: Cambridge university press, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 22.

MENTER, F. et al. Transition modelling for general purpose cfd codes. *Flow, turbulence and combustion*, Springer, v. 77, n. 1-4, p. 277–303, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 17.

MENTER, F. R. et al. A correlation-based transition model using local variables—part i: model formulation. *Journal of turbomachinery*, American Society of Mechanical Engineers, v. 128, n. 3, p. 413–422, 2006. Citado na página 55.

MO, J.-O.; LEE, Y.-H. Cfd investigation on the aerodynamic characteristics of a small-sized wind turbine of nrel phase vi operating with a stall-regulated method. *Journal of mechanical science and technology*, Springer, v. 26, n. 1, p. 81–92, 2012. Citado na página 28.

MOSHFEGHI, M. et al. Effects of near-wall grid spacing on sst-k- ω model using nrel phase vi horizontal axis wind turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 107, p. 94–105, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.

POTENCIAL hidrelétrico brasileiro está entre os cinco maiores do mundo. <<http://www.brasil.gov.br/noticias/infraestrutura/2011/12/potencial-hidreletrico-brasileiro-esta-entre-os-cinco-maiores-do-mundo>>. Acessado em 07/12/2018. Citado na página 1.

POTSDAM, M.; MAVRIPLIS, D. Unstructured mesh cfd aerodynamic analysis of the nrel phase vi rotor. p. 1221, 2009. Citado na página 23.

SØRENSEN, J. N.; SHEN, W. Z. Numerical modeling of wind turbine wakes. *Journal of fluids engineering*, American Society of Mechanical Engineers, v. 124, n. 2, p. 393–399, 2002. Citado na página 7.

SØRENSEN, N. N. et al. Navier-stokes predictions of the nrel phase vi rotor in the nasa ames 80 ft× 120 ft wind tunnel. *Wind Energy*, Wiley Online Library, v. 5, n. 2-3, p. 151–169, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.

TEIXEIRA, R. A. G. Montagem e instalação de turbinas hidrocinéticas. 2015. Citado 2 vezes nas páginas ix e 3.

WILCOX, D. C. et al. *Turbulence modeling for CFD*. [S.l.]: DCW industries La Canada, CA, 1993. v. 2. Citado na página 17.

ZHANG, Z. et al. Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by cfd: Part 2—comparison with experimental data from literature. *Hvac&R Research*, Taylor & Francis, v. 13, n. 6, p. 871–886, 2007. Citado 3 vezes nas páginas 8, 9 e 25.